КИЕВСК...
ИНСТИТУТ им...
СОЦИАЛИ...

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ДЕТАЛИ МАШИН»

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧ

Для студентов машиностроительных специальностей заочной и вечерней форм обучения

Издание второе, переработанное и дополненное

Киев КПИ 1983

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
У С С Р

Киевский ордена Ленина политехнический институт им.50-летия
Великой Октябрьской социалистической революции

Утверждено на заседании кафедры
материаловедения и технологии
конструкционных материалов,
протокол № 9 от 30 марта 1983 г.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по дисциплине "Детали машин"
Расчет зубчатых и червячной передач

Для студентов машиностроительных
специальностей заочной и вечерней
форм обучения

Издание второе, переработанное и
дополненное

Киев КПИ 1983

Составители: В.А.Максимович, к.т.н., доц.,
Г.В.Герасимов, ст.препод.

Методические указания по дисциплине "Детали машин". Расчет зубчатых и червячной передач. Для студентов машиностроительных специальностей заочной и вечерней форм обучения.
Издание второе, переработанное и дополненное.
Киев: КПИ, 1983. - 52 с.

Составители: Вадим Александрович Максимович,
Георгий Всеволодович Герасимов

Методические указания по дисциплине "Детали машин".
Расчет зубчатой и червячной передач.
Для студентов машиностроительных специальностей
заочной и вечерней форм обучения.
Издание второе, переработанное и дополненное.

Ответственный редактор Л.А.Каплинский, к.т.н., проф.КПИ

Рецензенты: В.И.Романов, к.т.н., ст.препод.,
Ю.А.Попченко, к.т.н., доц.

Подп. в печ. 13.04.83. . Формат 84×108 1/32. Бумага тип. № 3 . Печать офсетная. Физ. печ. л. 1,625. Уч.-изд. л. 2,36. Усл. печ. л. 2,73. Тираж 1000 . Зак. № 2816 . Бесплатно.

КПИ. 252056, Киев, Брест-Литовский проспект, 39.

Межвузовское полиграфическое предприятие.
252135, Киев, бульвар Т. Шевченко, 78.

П Р Е Д И С Л О В И Е

При выполнении расчетно-графических заданий, курсовых работ и проектов по деталям машин студенты выполняют расчеты зубчатых передач цилиндрических, конических , а также червячных.

Расчеты цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления (редукторов, коробок скоростей) выполнены с использованием ГОСТ 21354-75.

Стандарты на расчеты зубчатых передач с внутренним зацеплением, конических и червячных находятся в стадии разработки, поэтому при их расчетах динамические нагрузки в зацеплении определяли по методике вышеупомянутого стандарта.

В приложениях к методическим указаниям помещены графики для определения ряда коэффициентов, а также таблицы с указанием величин других необходимых коэффициентов для расчета передач на выносливость контактную и по изгибу.

Расчеты надо выполнять на листах бумаги формата 210х297 мм, писать на одной стороне листа чернилами, внизу должна быть основная надпись по ЕСКД. При выполнении расчетов формулы пишут в буквенном выражении, а затем подставляют цифры в том порядке, в каком проставлены буквы. Промежуточные вычисления не показывают. Размерность проставляют в конечном результате.

Расчеты передач должны оканчиваться определением конструктивных размеров колес, червяков и их вычерчиванием в масштабе (желательно в М1:1).

Во втором издании методических указаний добавлен пример расчета цилиндрической зубчатой передачи с зацеплением Новикова. Все примеры решены в системе СИ и определены геометрические размеры всех расчитанных передач.

Пример расчета цилиндрической косозубой передачи одноступенчатого редуктора

Рассчитать цилиндрическую косозубую передачу одноступенчатого редуктора (рис.1), если с тихоходного вала снимается мощность N_2 = 20 кВт при частоте вращения n_2 = 200 мин$^{-1}$. Частота вращения быстроходного вала n_1 = 800 мин$^{-1}$. Циклограмма нагружения редуктора показана на рис. 2. Кратковременные перегрузки до 200% от номинального момента. Срок службы редуктора t = 20000 ч.

2-2816

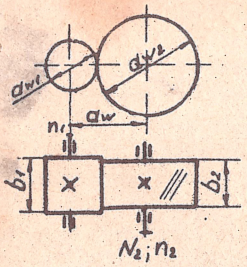


Рис.I. Схема цилиндрической косозубой передачи редуктора.

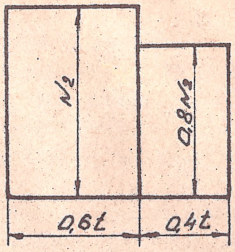


Рис.2. Циклограмма нагружения редуктора.

Р е ш е н и е.

I. Считая, что редуктор индивидуального изготовления принимаем в качестве материала для шестерни и зубчатого колеса легированную сталь 40Х (поковка). Назначаем для них термообработку - улучшение (закалка с высоким отпуском). Принимаем твердость после термообработки для шестерни $НВ_1 280$, для колеса - $НВ_2 250$.

2. Определяем допускаемое контактное напряжение по формуле $[б]_H = б_{Hlimb} K_{HL} Z_R Z_v K_{xH} / S_H$, где $б_{Hlimb}$ - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; K_{HL} - коэффициент долговечности, учитывающий срок службы и режим нагружения; Z_R - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев; Z_v - коэффициент, учитывающий окружную скорость; K_{xH} - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса; S_H - коэффициент безопасности.

При термической обработке - улучшении $б_{Hlimb} = 2НВ+70$.

Для шестерни $б_{Hlimb_1} = 2 \cdot 280 + 70 = 630$ МПа.

Для колеса $б_{Hlimb_2} = 2 \cdot 250 + 70 = 570$ МПа.

Коэффициент долговечности $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO}/N_{HE}}$, где N_{HO} - базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости и определяемое по зависимости $N_{HO} = 30\ НВ^{2,4}$; N_{HE} - эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Для шестерни $N_{HO1} = 30.280^{2,4} = 224.10^5$.
Для колеса $N_{HO2} = 30.250^{2,4} = 171.10^5$.
Эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{HE} = 60\Sigma(T_i/T_{max})^3 n_i t_i$$, где T_i – крутящий момент на i ступени; T_{max} – максимальный длительно действующий крутящий момент; n_i – частота вращения на i ступени; t_i – время работы на i ступени в часах.

Для шестерни (см.рис.2)

$$N_{HE1} = 60[(T_2/T_2)^3 0,6 + (0,8T_2/T_2)^3 0,4] n_1 t =$$

$$= 60(1^3.0,6 + 0,8^3.0,4)\ 800.20000 = 773.10^6.$$

Для колеса $N_{HE2} = N_{HE1}/u' = 773.10^6/4 = 193.10^6$. Здесь u' – предварительное значение передаточного числа, $u' = n_1/n_2 = 800/200 = 4$.

Так как $N_{HE1} > N_{HO1}$ и $N_{HE2} > N_{HO2}$, то $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$, а $\sigma_{Hlimb2} < \sigma_{Hlimb1}$, то более слабым оказывается колесо, по нему и будем вести расчет. Шероховатость поверхностей зубьев при чистовом фрезеровании соответствует 6 классу, поэтому $Z_R = 0,95$. Предполагаем окружную скорость зубчатых колес $v < 5$ м/с, поэтому $Z_v = 1$. Ожидаем начальный диаметр колеса $d_{w2} < 700$ мм, поэтому $K_{xH2} = 1$. Для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_H = 1,1$. Таким образом

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 570.1.0,95.1.1/1,1 = 492 \text{ МПа}.$$

3. Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости зубьев $a_w' = (u'+1)\sqrt[3]{[8700/([\sigma]_H u')]^2 T_2 K'_{H\alpha} K_{H\beta} K'_{Hv}/\psi_a}$,

где T_2 – крутящий момент на колесе, определяемый по зависимости $T_2 = 9550\, N_2/n_2 = 9550.20/200 = 955$ Н.м; $K'_{H\alpha}$ – предварительное значение коэффициента, учитывающего распределение нагрузки между зубьями, при 8 степени точности зубчатых колес и предполагаемой окружной скорости колес $v = 4$ м/с по рис. 2П или по формуле $K'_{H\alpha} = 1,05+0,008\,v = 1,05+0,008.4 = 1,082$; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, принимаем коэффициент ширины по начальному диаметру шестерни $\psi_d = b_2/d_{w1} = 1$, тогда по рис. 1П, кривая 6 $K_{H\beta} = 1,05$; K'_{Hv} – предварительное значение коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку в зацеплении, принимаем $K'_{Hv} = 1,02$; ψ_a – коэффициент ширины по межосевому расстоянию, определяемый из зависимости

2

$\psi_a = b_2/a_w = b_2/[0{,}5 d_{w1}(u'+1)] = 2\psi_d/(u'+1) = 2 \cdot 1/(4+1) = 0{,}4$. Таким образом

$$a'_w = (4+1)\sqrt[3]{[8700/(492 \cdot 4)]^2 \cdot 955 \cdot 1{,}082 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}02/0{,}4} = 189 \text{ мм}.$$

Округляя до ближайшего кратного 5 мм, принимаем a_w = 190 мм.

4. Модуль зубчатого зацепления в редукторах принимают m_n = = (0,01...0,02) a_w . Меньшее значение коэффициента принимают при отсутствии износа зубьев и больших перегрузок. Принимаем m'_n = 0,01.190 = 1,9 мм. Согласно ГОСТ 9563-60 назначаем m_n = = 2 мм (см.табл.8П).

5. Определяем ширину зубчатого венца колеса $b'_2 = \psi_a a'_w$ = = 0,4.189 = 75,6 мм. Согласно ГОСТ 6636-69 принимаем b_2 = 75 мм (см.табл. 9П).

6. Предварительно определяем делительный угол наклона линии зуба из условия, что коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1{,}1$ (чтобы $5^0 < \beta < 15^0$). Принимаем $\varepsilon_\beta = b_2/p_x$ = 1,1, где p_x – шаг осевой.

Тогда (см.рис.3) $\beta' = \arcsin(p_n/p_x) =$

$= \arcsin(\pi m_n \varepsilon_\beta / b_2) = \arcsin(3{,}14 \cdot 2 \cdot 1{,}1/75) = 5{,}287^0$.

7. Определяем суммарное число зубьев

$z'_\Sigma = 2a_w(\cos\beta')/m_n = 2 \cdot 190 \cdot 0{,}996/2 = 189{,}2$. Принимаем z_Σ = 189.

8. Уточняем угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos[m_n z_\Sigma/(2a_w)] =$$

$$= \arccos[2 \cdot 189/(2 \cdot 190)] = 5{,}881022^0.$$

9. Определяем число зубьев шестерни $z'_1 = z_\Sigma/(u'+1)$ =189/(4+1) = 37,8. Принимаем z_1 = 38.

10. Определяем число зубьев колеса

$z_2 = z_\Sigma - z_1$ = 189-38 = 151.

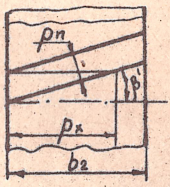


Рис.3. Схема для определения β' .

11. Уточняем передаточное число редуктора

$u = z_2/z_1$ = 151/38 = 3,97.

12. Определяем окружную скорость зубчатых колес =

$v = \pi m_n z_1 n_1 / 1000 \cdot 60 \cos\beta$ = 3,14.2.38.800/1000.60.0,995 = = 3,20 м/с.

Назначаем по ГОСТ 1643-81 8 степень точности, которая рекомендуется для косозубых колес при скорости до 10 м/с.

13. Уточняем коэффициент , учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$ = 1,05 +0,008.3,2 = 1,076.

14. Уточняем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку

в зацеплении $K_{H\nu} = 1 + w_{H\nu} b_2/(F_t K_{H\beta})$, где $w_{H\nu}$ – удельная окружная динамическая сила, определяемая по формуле $w_{H\nu} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w/u}$; δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев, при твердости $H \le HB$ 350 и косых зубьях $\delta_H = 0{,}002$ (см. табл. 10); g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса, из табл. 2П $g_0 = 56$; F_t – окружная сила в зацеплении. Таким образом $w_{H\nu} = 0{,}002 \cdot 56 \cdot 3{,}2 \times \sqrt{190/3{,}97} = 2{,}48$ Н/мм.

Окружная сила в зацеплении $F_t = N_2/v = 20 \cdot 1000/3{,}2 = 6250$ Н и $K_{H\nu} = 1 + 2{,}48 \cdot 75/(6250 \cdot 1{,}05) = 1{,}03$.

15. Проверяем контактное напряжение в полюсе зацепления

$$\sigma_H = \frac{8700}{a_w u}\sqrt{\frac{(u+1)^3 T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}{b_2}} = \frac{8700}{190 \cdot 3{,}97}\sqrt{\frac{(3{,}97+1)^3 \cdot 955 \cdot 1{,}076 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}03}{75}} =$$

$= 491$ МПа.

Недогрузка $\frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} = \frac{492-491}{492} = 0{,}002 = 0{,}2\%$, что $< 5\%$.

16. Выполняем расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки. Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой $\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{2\max}/T_2} = 491\sqrt{2} = 694{,}4$ МПа.

По условию кратковременные перегрузки до 200%, поэтому $T_{2\max}/T_2 = 2$. Допустимое предельное напряжение для зубьев колес, подвергнутых улучшению $[\sigma]_{H\max} = 2{,}8\,\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала при растяжении. Для колеса, как более мягкого $\sigma_{T2} = 490$ МПа [10], поэтому

$[\sigma]_{H\max} = 2{,}8 \cdot 490 = 1372$ МПа, что $> \sigma_{H\max} = 694{,}4$ МПа.

17. Проверяем зубья на выносливость при изгибе. Для этого определяем эквивалентные числа зубьев:

а) шестерни $z_{v1} = z_1/\cos^3\beta = 38/0{,}995^3 = 38{,}6$.

б) колеса $z_{v2} = z_2/\cos^3\beta = 151/0{,}995^3 = 153{,}3$.

18. Определяем коэффициенты, учитывающие форму зубьев при коэффициенте смещения исходного контура $x = 0$ по рис. 4П или:

а) для шестерни $Y_{F1} = 3{,}567 + 206/z_{v1}^2 = 3{,}567 + 206/38{,}6^2 = 3{,}705$;

б) для колеса $Y_{F2} = 3{,}6$, так как $z_{v2} > 80$.

19. Определяем допускаемое напряжение при расчете на выносливость зубьев $[\sigma]_{F0} = \sigma^0_{F\lim b} K_{FL} Y_S Y_R K_{xF}/S_F$,

где $\sigma^0_{F\lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответст-

вующий базовому числу циклов перемены напряжений; K_{FL} – коэффициент долговечности; Y_S – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений; Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба; K_{xF} – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса; S_F – коэффициент безопасности.

При термической обработке – улучшении $\sigma^{\circ}_{Flimb} = 1{,}8$ НВ.

Для шестерни $\sigma^{\circ}_{Flimb_1} = 1{,}8 \cdot 280 = 504$ МПа.

Для колеса $\sigma^{\circ}_{Flimb_2} = 1{,}8 \cdot 250 = 450$ МПа.

Коэффициент долговечности $K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO}/N_{FE}}$, где N_{FO} – базовое число циклов перемены напряжений, принимаемое $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$; N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое по зависимости $N_{FE} = 60\Sigma(T_i/T_{max})^6 n_i t_i$.

Для колеса $N_{FE2} = 60(0{,}6+0{,}8^6 \cdot 0{,}4) \cdot 200 \cdot 20000 = 169 \cdot 10^6$, что $> N_{FO}$. Поэтому и для шестерни $N_{FE1} > N_{FO}$. Таким образом $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$.

Для зубчатых колес из конструкционных сталей коэффициент Y_S определяют в зависимости от модуля (см.рис.3П) или по эмпирической формуле

$$Y_S = 1{,}096 - 0{,}192 \lg m_n = 1{,}096 - 0{,}192 \lg 2 = 1{,}04.$$

Для зубофрезерования при классе шероховатости переходной поверхности не ниже 4, $Y_R = 1$. При диаметре вершин зубьев колеса $d_a \le 300$ мм $K_{xF} = 1$, при $d_a > 300$ мм $K_{xF} = 1{,}035 - 0{,}000117 \cdot d_a$. Здесь $d_{a2} = 307{,}6$ мм. (см.стр. 9), поэтому $K_{xF2} \approx 1$.

Коэффициент безопасности определяют по зависимости $S_F = S'_F S''_F$, где S'_F – коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала и ответственность зубчатой передачи, при вероятности неразрушения 99% $S'_F = 1{,}75$; S''_F – коэффициент, учитывающий способ получения заготовок колес, для поковок и штамповок $S''_F = 1$. У нас $S_{F1} = S_{F2} = 1{,}75$.

Таким образом допускаемое напряжение:

а) для шестерни $[\sigma]_{FO1} = 504 \cdot 1 \cdot 1{,}04 \cdot 1 \cdot 1/1{,}75 = 300$ МПа;

б) для колеса $[\sigma]_{FO2} = 450 \cdot 1 \cdot 1{,}04 \cdot 1 \cdot 1/1{,}75 = 267$ МПа.

20. Сравнительная оценка прочности зубьев:

а) для шестерни $[\sigma]_{FO1} b_1/Y_{F1} = 300 \cdot 80/3{,}705 = 6478$ Н/мм;

б) для колеса $[\sigma]_{FO2} b_2/Y_{F2} = 267 \cdot 75/3{,}6 = 5562$ Н/мм.

Ширина шестерни принята $b_1 = b_2 + 5 = 75 + 5 = 80$ мм.

Более слабые зубья колеса, так как 5562 Н/мм < 6478 Н/мм.

21. Определяем напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = F_t K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F2} Y_\beta / (b_2 m_n),$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, согласно рис. 5П, кривая 6 $K_{F\beta} = 1,1$; K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, определяется по зависимости $K_{Fv} = 1 + w_{Fv} b_2 / (F_t K_{F\beta})$; w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, определяемая по зависимости $w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u}$; δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев, при косых зубьях $\delta_F = 0,006$, таким образом

$w_{Fv} = 0,006 \cdot 56 \cdot 3,2 \sqrt{190/3,97} = 7,44$ Н/мм и

$K_{Fv} = 1 + 7,44 \cdot 75 / (6250 \cdot 1,1) = 1,08$; Y_β – коэффициент, учитывающий наклон линии зуба, находится так: $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ = 1 - 5,88^\circ / 140^\circ = 0,958$. Таким образом

$\sigma_{F2} = 6250 \cdot 1,1 \cdot 1,08 \cdot 3,6 \cdot 0,958 / (75 \cdot 2) = 171$ МПа, что $< [\sigma]_{F02} = 267$ МПа.

22. Выполняем расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой для предотвращения остаточной деформации и излома зубьев. Наибольшее расчетное напряжение в зубьях колеса $\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} T_{max} / T_2 = 171 \cdot 2 = 342$ МПа не должно превышать допустимое $[\sigma]_{Fmax2} = \sigma_{Flim2} Y_s / S_{F2}$, где σ_{Flim2} – предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций зуба, находится по зависимости

$\sigma_{Flim2} = 4,8 HB_2 = 4,8 \cdot 250 = 1200$ МПа; S_{F2} – коэффициент безопасности, равный при 99% вероятности неразрушения 1,75. Таким образом $[\sigma]_{Fmax2} = 1200 \cdot 1,04 / 1,75 = 713$ МПа, что больше $\sigma_{Fmax2} = 342$ МПа.

Геометрические размеры шестерни.

1. Диаметр делительной окружности

$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta = 2 \cdot 38 / 0,994737 = 76,402$ мм.

2. Диаметр вершин зубьев

$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 76,402 + 2 \cdot 2 = 80,402$ мм.

3. Диаметр впадин зубьев

$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_n = 76,402 - 2,5 \cdot 2 = 71,402$ мм.

4. Ширина зубчатого венца $b_1 = 80$ мм (см.стр. 8).

Геометрические размеры колеса.

1. Диаметр делительной окружности

$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta = 2 \cdot 151 / 0,994737 = 303,598$ мм.

2. Диаметр вершин зубьев

$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 303,598 + 2 \cdot 2 = 307,598$ мм.

3. Диаметр впадин зубьев

$d_{f2} = d_2 - 2,5 m_n = 303,598 - 2,5 \cdot 2 = 293,598$ мм.

3

4. Ширина зубчатого венца b_2 = 75 мм (см.стр. 6).

Межосевое расстояние (для контроля)

$a_w = 0{,}5(d_1+d_2) = 0{,}5\ (76{,}402+303{,}598)$ = 190,000 мм.

Пример расчета цилиндрической зубчатой передачи с зацеплением Новикова

Рассчитать цилиндрическую зубчатую передачу с зацеплением Новикова, дозаполюсную по данным предыдущего примера, но для постоянной нагрузки (для переменной не рекомендуют).

Р е ш е н и е.

1. Выбираем материал шестерни и колеса (см.п.1 предыдущего примера).

2. Определяем допускаемое контактное напряжение (см.п.2 предыдущего примера). Эквивалентное число циклов перемены напряжений для шестерни при постоянной нагрузке $N_{HE1} = 60\,n_1 t$ = $= 60 \cdot 800 \cdot 20000 = 96 \cdot 10^7$. Для колеса $N_{HE2} = N_{HE1}/u' = 96 \cdot 10^7/4 = 24 \cdot 10^7$. Здесь u' – предварительное значение передаточного числа, $u' = 800/200 = 4$. Далее см.там же.

3. Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости зубьев $a'_w = (u'+1)\sqrt[3]{[8700/([\sigma]_H u')]^2 T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} \times K_{H\nu}/(1{,}8\,\psi_a)}$, где коэффициентом 1,8 учитывают повышенную несущую способность дозаполюсного зацепления Новикова. Значения остальных коэффициентов такие же, как в предыдущем примере. Таким образом

$a'_w = (4+1)\sqrt[3]{[8700/(492.4)]^2\ 955.1{,}082.1{,}05.1{,}02/ \times (1{,}8.0{,}4)}$ = 155,4 мм.

Округляя до ближайшего кратного 5 мм, принимаем a_w = 155 мм.

4. Предварительно определяем делительный угол наклона линии зуба из условия, что коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = b_2/p_x$ = 1,1, где b_2 – ширина зубчатого венца колеса; p_x – шаг осевой (см.рис.3). Рекомендуют принимать ε_β = 1,1; 2,1; 3,1 (чтобы $10^0 < \beta < 20^0$). Так как $b_2 = \psi_d d_1 = \psi_d m_n z_1/\cos\beta'$, а $p_x = p_n/\sin\beta' = \pi m_n/\sin\beta'$, то $\beta' = \operatorname{arctg}[\pi\varepsilon_\beta/(\psi_d z_1)]$.

Число зубьев шестерни рекомендуют принимать z_1 = 13...20. Принимаем z_1 = 15, тогда $\beta' = \operatorname{arctg}[3{,}14.1{,}1/(1.15)] = 12{,}97^0$.

5. Определяем модуль

$m'_n = (2a_w\cos\beta')/(z_1+z_2)$ = (2.155.0,974)/(15+60) = 4,03 мм.

Здесь число зубьев колеса $z_2 = z_1 u'$ = 15.4 = 60.

Принимаем по ГОСТ 14186-69 m_n = 4 мм (см.табл. 10П).

6. Уточняем угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1+z_2)}{2a_w} = \frac{4(15+60)}{2.155} = 14{,}59256^0.$$

7. Уточняем коэффициент ширины по начальному диаметру шестерни $\psi_d = \pi\varepsilon_\beta/(z_1 tg\beta)$ = 3,14.1,1/(15.0,26) = 0,886.

8. Уточняем коэффициент , учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, по рис. 11П, кривая 6 $K_{H\beta}$ =1,04.

9. Определяем окружную скорость зубчатых колес

$$v = \frac{\pi m_n z_1 n_1}{1000.60\cos\beta} = \frac{3.14.4.15.800}{1000.60.0{,}968} = 2{,}6 \text{ м/с}.$$

Принимаем 8 степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81.

10. Определяем контактное напряжение [9]

$$\sigma_H = 3650\sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{HVH} \sin\beta}{K_z K_\varepsilon m_n^{2,4} z_2}}\sqrt{\frac{u+1}{d_1 u}},$$

где K_{HVH} – коэффициент , учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении Новикова, определяется по графику , при $v \le 3$ м/с K_{HVH} = 1; K_z – коэффициент числа зубьев, определяемый по формуле $K_z = 0{,}5\,(K_{z1} + K_{z2})$, в которой значения K_{z1} и K_{z2} выбирают по величинам z_{v1} и z_{v2} (см.табл. 11П); K_ε – – коэффициент, учитывающий перекрытие, при ε_β = 1,1 K_ε = 1,9, при ε_β = 2,1; 3,1 K_ε = 3,9; 5,9 соответственно; d_1 – диаметр делительной окружности шестерни,определяем так: $d_1 = d_{w1}$ = = 2 $a_w/(u+1)$ = 2.155/(4+1) = 62 мм.

Определяем эквивалентные числа зубьев:

а) шестерни $z_{v1} = z_1/\cos^3\beta$ = 15/0,968^3 = 16,5;

б) колеса $z_{v2} = z_2/\cos^3\beta$ = 60/0,968^3 = 66,1.

По табл. 11П линейной интерполяцией находим, что K_{z1} = 0,862 и K_{z2} = 0,973. Теперь K_z = 0,5(0,862+0,973) = 0,9175.

Таким образом получим

$$\sigma_H = 3650\sqrt{\frac{955.1{,}04.1.0{,}252}{0{,}9175.1{,}9.4^{2,4}.60}}\sqrt{\frac{4+1}{62.4}} = 403{,}1 \text{ МПа}.$$

Недогрузка $\frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} = \frac{492-403.1}{492} = 0{,}181 = 18{,}1\%$.

В связи с большой недогрузкой уменьшаем межосевое расстояние до a_w = 135 мм, а число зубьев шестерни принимаем z_1 = 13. Число

зубьев колеса $Z_2 = Z_1 u' = 13.4 = 52$.

11. Определяем угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos\frac{m_n(z_1+z_2)}{2a_w} = \arccos\frac{4(13+52)}{2.135} = 15{,}64248^0.$$

12. Уточняем коэффициент ширины по начальному диаметру шестерни $\psi_d = \pi\varepsilon_\beta/(z_1 tg\beta) = 3{,}14.1{,}1/(13.0{,}28) = 0{,}949$.

13. Уточняем коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, по рис. 10, кривая 6 $K_{H\beta} = 1{,}045$.

14. Определяем эквивалентные числа зубьев:

а) шестерни $z_{v1} = z_1/\cos^3\beta = 13/0{,}963^3 = 14{,}6$;

б) колеса $z_{v2} = z_2/\cos^3\beta = 52/0{,}963^3 = 58{,}2$.

По табл. 11П линейной интерполяцией находим, что $K_{z1} = 0{,}845$ и $K_{z2} = 0{,}968$. Теперь $K_z = 0{,}5\,(K_{z1} + K_{z2}) = 0{,}5(0{,}845+0{,}968) = 0{,}9065$.

15. Определяем диаметр делительной окружности шестерни

$$d_1 = d_{w1} = 2a_w/(u+1) = 2.135/(4+1) = 54 \text{ мм}.$$

16. Проверяем контактное напряжение

$$\sigma_H = 3650\sqrt{\frac{955.1{,}045.1.0{,}27}{0{,}9065.1.9.4^{2,4}.52}}\sqrt{\frac{4+1}{54.4}} = 468 \text{ МПа}$$

Недогрузка $\frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} = \frac{492-468}{492} = 0{,}049 = 4{,}9\%$, что $< 5\%$.

17. Выполняем расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки (см.п.16 предыдущего примера).

18. Для проверки зубьев на выносливость определяем коэффициенты, учитывающие форму зубьев зацепления Новикова. По табл. 13П линейной интерполяцией находим, что $Y_{FH1} = 2{,}181$ и $Y_{FH2} = 1{,}868$.

19. Определяем допускаемое напряжение при расчете на выносливость зубьев по изгибу (см.п.19 предыдущего примера, где получено $[\sigma]_{F01} = 300$ МПа и $[\sigma]_{F02} = 267$ МПа).

20. Сравнительная оценка прочности зубьев:

а) для шестерни $[\sigma]_{F01}/Y_{FH1} = 300/2{,}181 = 137{,}6$ МПа;

б) для колеса $[\sigma]_{F02}/Y_{FH2} = 267/1{,}868 = 142{,}9$ МПа.

Так как 137,6 МПа $<$ 142,9 МПа, то слабее зубья шестерни.

21. Определяем напряжение изгиба в зубьях шестерни [9]

$$\sigma_{F1} = 1780\,T_2 K_{F\beta} K_{FvH} K_{Fm} Y_{FH1}/(z_2 m^3 K_\varepsilon K_\beta),$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, по рис. 5П, кривая 6 $K_{F\beta} = 1{,}09$; K_{FvH} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении Новикова, определяется по графику, при $v \leq 3$ м/с $K_{FvH} = 1$; K_{Fm} – коэффи-

циент масштабного фактора, по табл. 10П $K_{Fm} = 1$; K_F – коэффициент, зависящий от отношения приведенного радиуса кривизны к модулю, определяется по зависимости

$$\frac{\rho_{np}}{m_n} = \frac{1{,}38\, z_1 u}{(u+1)\sin^2\beta\cos\beta} = \frac{1{,}38 \cdot 13 \cdot 4}{(4+1)0{,}27^2 0{,}963} = 204.$$

По табл. 12П линейной интерполяцией находим, что $K_F = 3{,}428$. Таким образом $\sigma_{F1} = 1780.955.1{,}09.1.2{,}181/(52.4^3.1{,}9.3{,}428) = 186{,}4$ МПа, что меньше $[\sigma]_{F01} = 300$ МПа.

22. Выполняем расчет на прочность при действии максимальной нагрузки (см.п.22 предыдущего примера).

Геометрические размеры колеса.

1. Диаметр делительной окружности

$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta = 4.52/0{,}962963 = 216{,}000$ мм.

2. Диаметр вершин зубьев

$d_{a2} = d_2 + 1{,}8\, m_n = 216 + 1{,}8.4 = 223{,}200$ мм.

3. Диаметр впадин зубьев

$d_{f2} = d_2 - 2{,}1\, m_n = 216 - 2{,}1.4 = 207{,}6$ мм.

4. Ширина зубчатого венца

$b_2' = \psi_d d_1 = 0{,}949.54 = 51{,}2$ мм. Принимаем $b_2 = 53$ мм, что соответствует ГОСТ 6636-69 (см. табл. 9П).

5. Фаска на зубьях шестерни и колеса под углом 45^0

$a_\phi' = 0{,}7 m_n = 0{,}7.4 = 2{,}8$ мм. Принимаем $a_\phi = 2{,}5$ мм.

Геометрические размеры шестерни.

1. Диаметр делительной окружности

$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta = 4.13/0{,}962963 = 54{,}000$ мм.

2. Диаметр вершин зубьев

$d_{a1} = d_1 + 1{,}8 m_n = 54 + 1{,}8.4 = 61{,}200$ мм.

3. Диаметр впадин зубьев

$d_{f1} = d_1 - 2{,}1 m_n = 54 - 2{,}1.4 = 45{,}6$ мм.

4. Ширина зубчатого венца

$b_1' = b_2 + (0{,}4 \ldots 1{,}5) m_n = 53 + (0{,}4 \ldots 1{,}5)4 = 54{,}6 \ldots 59$мм.

Принимаем $b_1 = 58$ мм.

Межосевое расстояние (для контроля)

$a_w = 0{,}5(d_1 + d_2) = 0{,}5(54{,}000 + 216{,}000) = 135{,}000$ мм.

Пример расчета прямозубых передач двухступенчатой коробки скоростей

Рассчитать прямозубые передачи двухступенчатой коробки скоростей (рис.4), если с тихоходного вала снимается мощность N_2 =

= 5 кВт, при частотах вращения n_2 = 250 мин$^{-1}$ и n_3 =200 мин$^{-1}$. Частота вращения быстроходного вала n_1 = 500 мин$^{-1}$. Циклограмма нагружения показана на рис. 5. Кратковременные перегрузки до 200% от номинального момента. Срок службы коробки передач t = = 20000 ч работы на каждой из ступеней.

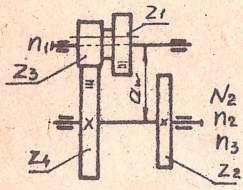


Рис.4.Схема зубчатых передач коробки скоростей.

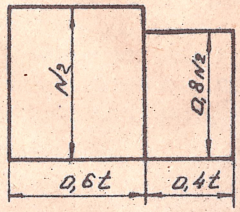


Рис.5. Циклограмма нагружения коробки скоростей на каждой из ступеней.

Р е ш е н и е.

I. Считая, что коробка передач индивидуального изготовления принимаем для блока шестерен и зубчатых колес легированную сталь 40Х (поковка). Назначаем для них термообработку – улучшение (закалка с высоким отпуском). Твердость после термообработки для блока шестерен $HB_{1,3}$280, для колес $HB_{2,4}$250.

2. Определяем допускаемое контактное напряжение по формуле

$$[\sigma]_H = \sigma_{Hlimb} K_{HL} Z_R Z_v K_{xH} / S_H ,$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений;

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий срок службы и режим нагружения; Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев; Z_v – коэффициент, учитывающий окружную скорость; K_{xH} – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса; S_H – коэффициент безопасности.

При термической обработке – улучшении σ_{Hlimb}= 2НВ + 70.

Для блока шестерен $\sigma_{Hlimb_{1,3}}$ = 2.280+70= 630 МПа.

Для колес $\sigma_{Hlimb_{2,4}}$ = 2.250+70 = 570 МПа.

Коэффициент долговечности $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_{HE}}$,

где N_{H0} – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости; N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Для блока шестерен $N_{HO1,3} = 30HB_{1,3}^{2,4} = 30.280^{2,4} = 224.10^5$.
Для колес $N_{HO2,4} = 30HB_{2,4}^{2,4} = 30.250^{2,4} = 171.10^5$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{HE} = 60\Sigma(T_i/T_{max})^3 n_i t_i ,$$

где T_i – крутящий момент на i ступени; T_{max} – максимальный длительно действующий крутящий момент; n_i – частота вращения на i ступени; t_i – время работы на i ступени в часах.
Для блока шестерен

$$N_{HE1,3} = 60[(T_2/T_2)^3 0,6 + (0,8T_2/T_2)^3 0,4]n_1 t = $$
$$= 60(1^3 \cdot 0,6 + 0,8^3 \cdot 0,4)500 \cdot 20000 = 48 \cdot 10^7.$$

Для колеса меньшего $N_{HE2} = N_{HE1}/u'_б = 48.10^7/2 = 24.10^7$,
Для колеса большего $N_{HE4} = N_{HE3}/u'_т = 48.10^7/2,5 = 192.10^6$.
Здесь $u'_б$ – предварительное значение передаточного числа быстроходной ступени, $u'_б = n_1/n_2 = 500/250 = 2$; $u'_т$ – предварительное значение передаточного числа тихоходной ступени, $u'_т = n_1/n_3 = 500/200 = 2,5$.
Так как $N_{HE4} > N_{HO4}$ и $N_{HE1,3} > N_{HO1,3}$, то $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{HL3} = K_{HL4} = 1$, а $\sigma_{Hlim b2,4} < \sigma_{Hlim b1,3}$, то более слабыми оказываются колеса, по ним и будум вести расчет.

Шероховатость поверхностей зубьев блока шестерен при долблении соответствует 5 классу, поэтому $Z_R = 0,9$. Предполагаем окружную скорость зубчатых колес $v < 5$ м/с, поэтому $Z_v = 1$.
Ожидаем начальный диаметр колеса $d_{w4} < 700$мм, поэтому $K_{xH} = 1$.
Для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_H = 1,1$.
Таким образом $[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = [\sigma]_{H4} = 570.1.0,9.1.1/1,1 = 466$ МПа.

3. Определяем межосевое расстояние тихоходной ступени из расчета зубьев на контактную выносливость

$$a'_w = (u'_т + 1)\sqrt[3]{\left[10^4/([\sigma]_H u'_т)\right]^2 T_3 K_{H\beta T} K'_{HvT}/\psi_{aT}} ,$$

где T_3 – крутящий момент на колесе, определяемый из зависимости $T_3 = 9550\, N_2/n_3 = 9550.5/200 = 239$ Н.м; $K_{H\beta T}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, принимаем коэффициент ширины по начальному диаметру шестерни $\psi_{dT} = b_H/d_{w3} = 0,3$, тогда по графику рис.11, кривая 3 $K_{H\beta T} = 1,03$;

K'_{HvT} – предварительное значение коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку в зацеплении, принимаем $K'_{HvT} = 1,1$;

ψ_{aT} – коэффициент ширины по межосевому расстоянию, он нахо –

дится по зависимости

$$\psi_{ar} = b_4/a_w = b_4/[0{,}5\,d_{w3}(u_T'+1)] = 2\psi_{d\tau}/(u_T'+1) = 2{,}03/(2{,}5+1) = 0{,}171.$$

Таким образом $a_w' = (2{,}5+1)\sqrt[3]{[10^4/(466\cdot2{,}5)]^2\cdot239\cdot1{,}03\cdot1{,}1/0{,}171} = 171$ мм.

Округляя до ближайшего кратного 5 мм, принимаем $a_w = 170$ мм.

4. Определяем ширину зубчатого колеса

$$b_4' = \psi_{ar}\,a_w' = 0{,}171\cdot171 = 29{,}24 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ 6636-69 принимаем $b_4 = 30$ мм (см.табл.9П).

5. Модуль зубчатого зацепления в коробках скоростей принимают из соотношения $m = b/10 = 30/10 = 3$ мм, что соответствует ГОСТ 9563-60 (см.табл. 8П).

6. Определяем суммарное число зубьев $Z_\Sigma' = 2a_w/m = 2\cdot170/3 = 113{,}33$. Округляем до ближайшего меньшего целого, принимаем $Z_\Sigma = 113$.

7. Определяем угол зацепления в радианах

$$\alpha_w = \arccos[0{,}5mZ_\Sigma(\cos20^\circ)/a_w] = \arccos(0{,}5\cdot3\cdot113\cdot0{,}939693/170) = 0{,}357058.$$

8. Определяем коэффициент суммы смещений

$$X_\Sigma = \frac{0{,}5Z_\Sigma(tg\alpha_w - \alpha_w - 0{,}014904)}{tg20^\circ} = \frac{0{,}5\cdot113(0{,}373047-0{,}357058-0{,}014904)}{0{,}36397} = 0{,}168.$$

Принимаем коэффициент смещения у шестерни $X_3 = X_\Sigma = 0{,}168$, у колеса – $X_4 = 0$.

9. Определяем коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = X_\Sigma + 0{,}5Z_\Sigma - a_w/m = 0{,}168+0{,}5\cdot113-170/3 = 0{,}0013.$$

10. Определяем число зубьев шестерни

$$Z_3' = Z_\Sigma/(u_T'+1) = 113/(2{,}5+1) = 32{,}3.$$ Принимаем $Z_3 = 32$.

11. Определяем число зубьев колеса

$$Z_4 = Z_\Sigma - Z_3 = 113 - 32 = 81.$$

12. Уточняем передаточное число тихоходной ступени

$$u_T = Z_4/Z_3 = 81/32 = 2{,}53.$$

13. Определяем начальный диаметр шестерни

$$d_{w3} = 2a_w Z_3/Z_\Sigma = 2\cdot170\cdot32/113 = 96{,}28 \text{ мм}.$$

14. Определяем окружную скорость зубчатых колес

$$V_T = \pi d_{w3} n_1/(1000\cdot60) = 3{,}14\cdot96{,}28\cdot500/(1000\cdot60) = 2{,}52 \text{ м/с}.$$

Принимаем по ГОСТ 1643-81 8 степень точности, которая рекомендуется для прямозубых цилиндрических колес при скорости до 6 м/с.

15. Уточняем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении $K_{HVT} = 1 + w_{HVT}b_4/(F_{tT}K_{H\beta T})$, где w_{HVT} – удельная окружная динамическая сила, определяемая по формуле $w_{HVT} =$

$= \delta_H g_0 v_T \sqrt{a_w / u_T}$; δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев, при твердости $H \leq$ НВ350 и прямых зубьях δ_H = = 0,006 (см.табл.II); g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса, по табл. 2П $g_0 = 56$, таким образом $w_{HvT} = 0{,}006 \cdot 56 \cdot 2{,}52 \sqrt{170/2{,}53} = 6{,}94$ Н/мм; F_{tT} – окружная сила в зацеплении, определяемая по зависимости $F_{tT} = 1000 N_2 / v_T = 1000 \cdot 5/2{,}52 = 1984$ Н. Таким образом $K_{HvT} = 1 + 6{,}94 \cdot 30/(1984 \cdot 1{,}03) = 1{,}102$.

16. Проверяем контактное напряжение в полюсе зацепления

$$\sigma_{HT} = \frac{10^4}{a_w u_T} \sqrt{\frac{(u_T+1)^3 T_3 K_{H\beta T} K_{HvT}}{b_4}} = \frac{10^4}{170 \cdot 2{,}53} \sqrt{\frac{(2{,}53+1)^3 \cdot 239 \cdot 1{,}03 \cdot 1{,}102}{30}} =$$

$= 463{,}7$ МПа.

Недогрузка $\frac{[\sigma]_H - \sigma_{HT}}{[\sigma]_H} = \frac{466 - 463{,}7}{466} = 0{,}005 = 0{,}5\%$, что $< 5\%$.

17. Выполняем расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки. Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HT} \sqrt{T_{3max}/T_3} = 463{,}7 \sqrt{2} = 655{,}8 \text{ МПа}.$$

По условию кратковременные перегрузки до 200%, поэтому $T_{3max}/T_3 = 2$. Допускаемое предельное напряжение для зубьев колес, подвергнутых улучшению $[\sigma]_{Hmax} = 2{,}8\,\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала при растяжении. Для колеса, как более мягкого $\sigma_T = 490$ МПа [10], поэтому $[\sigma]_{Hmax} = 2{,}8 \cdot 490 = 1372$ МПа, что больше $\sigma_{Hmax} = 655{,}8$ МПа.

18. Проверяем зубья на выносливость при изгибе. Для этого определяем коэффициенты, учитывающие форму зубьев при коэффициенте смещения исходного контура у шестерни $X_3 = 0{,}168$, у колеса $X_4 = 0$:

а) для шестерни $Y_{F3} = 3{,}62$ (по рис. 4П);

б) для колеса $Y_{F4} = 3{,}6$, так как $Z_4 = 81 > 80$.

19. Определяем допускаемое напряжение при расчете на выносливость зубьев при изгибе $[\sigma]_{F4} = \sigma^0_{Flimb} K_{FL} Y_S Y_R / S_F$, где σ^0_{Flimb} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; K_{FL} – коэффициент долговечности; Y_S – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений; Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба; K_{xF} – коэффициент, учитывающий размеры колеса; S_F – коэффициент безопасности.

5

При термической обработке - улучшении $\sigma^{o}_{F\,limb}$ = I,8НВ.
Для шестерни $\sigma^{o}_{F\,limb3}$ = I,8.280 = 504 МПа.
Для колеса $\sigma_{F\,limb4}$ = I,8.250 = 450 МПа.
Коэффициент долговечности $K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0}/N_{FE}}$, где N_{F0} - базовое число циклов перемены напряжений, принимаемое $N_{F0} = 4.10^6$;
N_{FE} - эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое по зависимости $N_{FE} = 60\Sigma(T_i/T_{max})^6 n_i t_i$.
Для колеса N_{FE4} = 60(0,6+0,8^6.0,4)197,5.20000= 167.10^6, что > N_{F0} = 4.10^6. Поэтому и для шестерни $N_{FE3} > N_{F0}$. Таким образом K_{FL3} = K_{FL4} = I. Для зубчатых колес из конструкционных сталей значение коэффициента Y_S определяют в зависимости от модуля (см.рис. 3П) или по эмпирической формуле

$$Y_S = 1{,}096-0{,}192\ lg m = 1{,}096-0{,}192\ lg 3 = 1{,}00.$$

Для зубодолбления при классе шероховатости переходной поверхности не ниже 4 Y_R = I. При диаметре вершин зубьев колеса $d_a \leq$ ≤300 мм K_{xF} = I, при $d_a > 300$ мм K_{xF} = I,035 -0,000II7 d_a . Здесь d_{a4} = 249 мм (см.стр. 21), поэтому K_{xF} = I. Коэффициент безопасности определяют по зависимости $S_F = S'_F S''_F$, где S'_F - коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала и ответственность зубчатой передачи, при вероятности неразрушения 99% S'_F = I,75; S''_F - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки колес, для поковок и штамповок S''_F = I, поэтому S_{F3} = S_{F4} = I,75.

Таким образом допускаемое напряжение:

а) для шестерни $[\sigma]_{F03}$ = 504.I.I.I.I/I,75 = 288 МПа;

б) для колеса $[\sigma]_{F04}$ = 450.I.I.I.I/I,75 = 257 МПа.

20. Сравнительная оценка прочности зубьев:

а) для шестерни $[\sigma]_{F03} b_3/Y_{F3}$ =288.36/3,62=2864 Н/мм;

б) для колеса $[\sigma]_{F04} b_4/Y_{F4}$= 257.30/3,6 = 2I42 Н/мм.

Здесь ширина шестерни b_3 = b_4 +6 = 30 + 6 = 36 мм.

Так как 2I42 Н/мм < 2864 Н/мм, то слабее зубья колеса.

2I. Определяем напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F4} = F_{tT} K_{F\beta T} K_{FvT} Y_{F4}/(b_4 m),$$

где $K_{F\beta T}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, при $H \leq$ НВ350 и ψ_d = 0,3 по рис. 5П, кривая 3 $K_{F\beta T}$ = I,07; K_{FvT} - коэффициент , учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, определяемый по зависимости $K_{FvT} = 1 + w_{FvT} b_4/(F_{tT} K_{F\beta T})$; w_{FvT} - удельная окружная

динамическая сила, определяемая так: $w_{FVT} = \delta_F g_0 v_T \sqrt{a_w / u_T}$;

δ_F - коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев, для прямых зубьев $\delta_F = 0{,}016$. Таким образом $w_{FVT} = 0{,}016 \cdot 56 \cdot 2{,}52 \sqrt{170/2{,}53} =$ $= 18{,}5$ Н/мм и $K_{FVT} = 1 + 18{,}5 \cdot 30/(1984 \cdot 1{,}07) = 1{,}261$. Таким образом $\sigma_{F4} = 1984 \cdot 1{,}07 \cdot 1{,}261 \cdot 3{,}6/(30 \cdot 3) = 107{,}1$ МПа, что $< [\sigma]_{F04} =$ $= 257$ МПа.

22. Выполняем расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой, который должен предотвратить остаточные деформации и излом зубьев. Наибольшее расчетное напряжение в зубьях колеса

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{F4} T_{3max} / T_3 = 107{,}1 \cdot 2 = 214{,}2 \text{ МПа}$$

не должно превышать допустимое $[\sigma]_{Fmax} = \sigma_{FlimM4} Y_S / S_{FM4}$, где σ_{FlimM4} - предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций зуба, находится по зависимости $\sigma_{FlimM4} = 4{,}8 HB_4 =$ $= 4{,}8 \cdot 250 = 1200$ МПа; S_{FM4} - коэффициент безопасности, равный при 99% вероятности неразрушения 1,75. Таким образом получим

$[\sigma]_{Fmax} = 1200 \cdot 1/1{,}75 = 685{,}7$ МПа, что $> \sigma_{Fmax} = 214{,}2$ МПа.

Расчет быстроходной ступени

1. Определяем ширину зубчатого колеса из условия контактной выносливости зубьев

$$b_2' = [10^4/([\sigma]_H a_w u_6')]^2 (u_6' + 1)^3 T_2 K'_{H\beta 6} K'_{HV6},$$

где T_2 - крутящий момент на колесе, определяемый по зависимости $T_2 = 9550 N_2 / n_2 = 9550 \cdot 5/250 = 191$ Н.м; $K'_{H\beta 6}$ - предварительное значение коэффициента, учитывающего распределение нагрузки по ширине венца, принимаем $K'_{H\beta 6} = 1{,}02$; K'_{HV6} - предварительное значение коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку в зацеплении, принимаем $K'_{HV6} = 1{,}15$. Таким образом

$$b_2' = 10^4/(466 \cdot 170 \cdot 2)^2 \cdot (2+1)^3 \cdot 191 \cdot 1{,}02 \cdot 1{,}15 = 24{,}1 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ 6636-69 принимаем $b_2 = 24$ мм (см.табл. 9П).

2. Модуль зубчатого зацепления из технологических соображений принимаем таким же, как для тихоходной ступени, $m = 3$ мм, поэтому суммарное число зубьев будет $Z_\Sigma = 113$.

Коэффициенты смещения у шестерни $X_1 = 0{,}168$, у колеса $X_2 = 0$ (см.п.8 расчета тихоходной ступени).

3. Определяем число зубьев шестерни

$$Z_1' = Z_\Sigma / (u_6' + 1) = 113/(2+1) = 37{,}7. \text{ Принимаем } Z_1 = 38.$$

4. Определяем число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 113 - 38 = 75.$$

5. Уточняем передаточное число быстроходной ступени

$$u_б = z_2/z_1 = 75/38 = 1{,}97.$$

6. Определяем начальный диаметр шестерни

$$d_{w1} = 2a_w z_1/z_\Sigma = 2.170.38/113 = 114{,}34 \text{ мм}.$$

7. Определяем окружную скорость зубчатых колес

$$v_б = \pi d_{w1} n_1/(1000 \cdot 60) = 3{,}14.114{,}34.500/(1000.60) = 2{,}99 \text{ м/с}.$$

Принимаем 8 степень точности по ГОСТ 1643-81.

8. Уточняем коэффициент $K_{H\beta б}$. Для этого определяем коэффициент ширины по начальному диаметру шестерни $\psi_{db} = b_2/d_{w1} = 24/114{,}34 = 0{,}21$. По графику рис. 10, кривая 3 $K_{H\beta б} = 1{,}02$.

9. Уточняем коэффициент $K_{Hvб}$ по формуле

$$K_{Hvб} = 1 + w_{Hvб} b_2/(F_{tб} K_{H\beta б}),$$

где $w_{Hvб} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w/u_б} = 0{,}006.56.2{,}99 \sqrt{170/1{,}97} = 9{,}3$ Н/мм;

$F_{tб}$ – окружная сила в зацеплении, $F_{tб} = 1000 N_2/v_б = 1000.5/2{,}99 = 1672$ Н. Итак $K_{Hvб} = 1 + 9{,}3.24/(1672.1{,}02) = 1{,}13$.

10. Проверяем контактное напряжение в полюсе зацепления

$$\sigma_{Hб} = \frac{10^4}{a_w u_б} \sqrt{\frac{(u_б+1)^3 T_2 K_{H\beta б} K_{Hvб}}{b_2}} = \frac{10^4}{170 \cdot 1{,}97} \sqrt{\frac{(1{,}97+1)^3 191 \cdot 1{,}02 \cdot 1{,}13}{24}} =$$

$= 463$ МПа.

Недогрузка $\frac{[\sigma]_H - \sigma_{Hб}}{[\sigma]_H} = \frac{466-463}{466} = 0{,}006 = 0{,}6\%$, что $< 5\%$.

11. Расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки можно не производить (см.п.17 расчета тихоходной ступени).

12. Проверяем зубья на выносливость при изгибе. Для этого определяем коэффициенты, учитывающие форму зубьев при коэффициенте смещения исходного контура у шестерни $X_1 = 0{,}168$, у колеса $X_2 = 0$:

а) для шестерни $Y_{F1} = 3{,}59$ (по рис. 4П);

б) для колеса $Y_{F2} = 3{,}567 + 206/z_2^2 = 3{,}567 + 206/75^2 = 3{,}604$.

13. Допускаемые напряжения при расчете на выносливость зубьев шестерни и колеса будут такими же, как и для тихоходной ступени, так как здесь число эквивалентных циклов перемены напряжений для шестерни такое же, а для колеса – большее, т.е.

$[\sigma]_{F01} = 288$ МПа, $[\sigma]_{F02} = 257$ МПа.

14. Сравнительная оценка прочности зубьев

а) для шестерни $[\sigma]_{F01} b_1/Y_{F1} = 288.30/3{,}59 = 2407$ Н/мм;

б) для колеса $[\sigma]_{F02} b_2/Y_{F2} = 257.24/3{,}604 = 1711$ Н/мм.

Здесь ширина шестерни принята $b_1 = b_2 + 6 = 24+6 = 30$ мм.
Так как 1711 Н/мм < 2407 Н/мм, то слабее зубья колеса.

15. Определяем напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = F_{t6} K_{F\beta 6} K_{FV6} Y_{F2} / (b_2 m),$$

где $K_{F\beta 6} = 1{,}05$ (см.рис.5П, кривая 3); $K_{FV6} = 1 + w_{FV6} b_2 / (F_{t6} K_{F\beta 6})$;

$w_{FV6} = \delta_F g_0 v_6 \sqrt{a_w / u_6} = 0{,}016 \cdot 56 \cdot 2{,}99 \sqrt{170/1{,}97} = 24{,}9$ Н/мм

и $K_{FV6} = 1 + 24{,}9 \cdot 24 / (1672 \cdot 1{,}05) = 1{,}34$.

Таким образом $\sigma_{F2} = 1672 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}34 \cdot 3{,}604 / (24 \cdot 3) = 118$ МПа, что $< [\sigma]_{F02} = 257$ МПа.

Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой можно не производить (см.п.22 расчета тихоходной ступени).

Геометрические размеры меньшей шестерни.

1. Диаметр делительной окружности
$$d_3 = m z_3 = 3 \cdot 32 = 96{,}000 \text{ мм}.$$
2. Диаметр вершин зубьев
$$d_{a3} = (z_3 + 2 + 2x_3 - 2\Delta y) m = (32+2+2 \cdot 0{,}168 - 2 \cdot 0{,}0013) 3 = 103{,}000 \text{ мм}.$$
3. Диаметр впадин зубьев
$$d_{f3} = (z_3 - 2{,}5 + 2x_3) m = (32 - 2{,}5 + 2 \cdot 0{,}168) 3 = 89{,}508 \text{ мм}.$$
4. Ширина зубчатого венца $b_3 = 36$ мм (см. стр. 18).

Геометрические размеры большей шестерни.

1. Диаметр делительной окружности
$$d_1 = m z_1 = 3 \cdot 38 = 114{,}000 \text{ мм}.$$
2. Диаметр вершин зубьев
$$d_{a1} = (z_1 + 2 + 2x_1 - 2\Delta y) m = (38+2+2 \cdot 0{,}168 - 2 \cdot 0{,}0013) 3 = 121{,}000 \text{ мм}.$$
3. Диаметр впадин зубьев
$$d_{f1} = (z_1 - 2{,}5 + 2x_1) m = (38 - 2{,}5 + 2 \cdot 0{,}168) 3 = 107{,}508 \text{ мм}.$$

Геометрические размеры меньшего колеса.

1. Диаметр делительной окружности
$$d_2 = m z_2 = 3 \cdot 75 = 225{,}000 \text{ мм}.$$
2. Диаметр вершин зубьев
$$d_{a2} = (z_2 + 2) m = (75+2) 3 = 231{,}000 \text{ мм}.$$
3. Диаметр впадин зубьев
$$d_{f2} = (z_2 - 2{,}5) m = (75 - 2{,}5) 3 = 217{,}5 \text{ мм}.$$
4. Ширина зубчатого венца $b_2 = 24$ мм (см.стр. 19).

Геометрические размеры большего колеса.

1. Диаметр делительной окружности
$$d_4 = m z_4 = 3 \cdot 81 = 243{,}000 \text{ мм}.$$
2. Диаметр вершин зубьев
$$d_{a4} = (z_4 + 2) m = (81+2) 3 = 249{,}000 \text{ мм}.$$

6

3. Диаметр впадин зубьев

$d_{f4} = (z_4 - 2{,}5)m_1 = (81-2{,}5).3 = 235{,}5$ мм.

4. Ширина зубчатого венца $b_4 = 30$ мм (см. стр. 16).

Пример расчета прямозубых передач одноступенчатого планетарного редуктора

Рассчитать зубчатые передачи планетарного редуктора (рис. 6) при трех сателлитах, если мощность на водиле $N_H = 15$ кВт, частота вращения солнечного колеса $n_1 = 720$ мин$^{-1}$, водила – $n_H = 150$ мин$^{-1}$. Циклограмма нагружения приведена на рис.7. Кратковременные перегрузки до 200% от номинального момента. Срок службы редуктора $t = 18000$ ч.

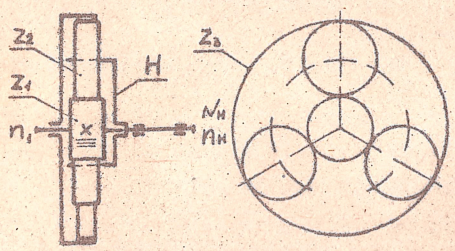


Рис.6. Схема зубчатых передач планетарного редуктора.

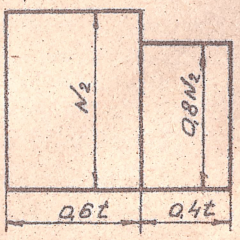


Рис.7. Циклограмма нагружения редуктора.

Р е ш е н и е.

1. Из зависимостей:

передаточного числа редуктора $u_p = z_3/z_1 + 1$,

условия симметричного размещения сателлитов $z_1 + z_3 = 3K$,

где K – любое целое число, и условия соосности $z_2 = 0{,}5(z_3 - z_1)$,

получаем число зубьев сателлита $z_2 = z_1(0{,}5u_p - 1) = (3K/u_p)(0{,}5u_p - 1)$.

Передаточное число редуктора здесь необходимо выразить простой дробью. Получаем $u_p = n_1/n_H = 720/150 = 24/5$ и

$z_2 = (3.48.5/24)(0{,}5.24/5 - 1) = 42$. Здесь принято $K = 48$.

Число зубьев солнечного колеса $z_1 = 3K/u_p = 3.48.5/24 = 30$.

Число зубьев корончатого колеса $z_3 = z_1 + 2z_2 = 30 + 2.42 = 114$.

Проверяем условие "соседства", предусматривающего наличие зазора между сателлитами $(z_1 + z_2)\sin(180^0/3) > (z_2 + 2)$.

Получаем $(30+42)\sin 60^0 > (42+2)$ или $62,4 > 44$, т.е. условие "соседства" выполняется.

2. Принимаем для солнечного колеса и сателлитов легированную сталь 40Х (поковка). Назначаем для них термообработку – улучшение (закалка с высоким отпуском). Твердость после термообработки для солнечного колеса $HB_1 280$, для сателлитов – $HB_2 250$. Для корончатого колеса принимаем сталь 45, нормализованную, с твердостью $HB_3 150$.

3. Определяем допускаемое контактное напряжение по формуле

$$[\sigma]_H = \sigma_{H lim b} K_{HL} Z_R Z_v K_{xH} / S_H ,$$

где $\sigma_{H lim b}$ – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; K_{HL} – коэффициент долговечности; Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев; Z_v – коэффициент, учитывающий окружную скорость; K_{xH} – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса; S_H – коэффициент безопасности.

При термической обработке – улучшении $\sigma_{H lim b} = 2HB+70$.

Для солнечного колеса $\sigma_{H lim b_1} = 2.280+70 = 630$ МПа.

Для сателлитов $\sigma_{H lim b_2} = 2.250+70 = 570$ МПа.

Коэффициент долговечности $K_{HL} = \sqrt{N_{H0}/N_{HE}}$,

где N_{H0} – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости; N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Для солнечного колеса $N_{H01} = 30\ HB_I^{2,4} = 30.280^{2,4} = 224.10^5$.

Для сателлита $N_{H02} = 30HB_2^{2,4} = 30.250^{2,4} = 171.10^5$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{HE} = 60\Sigma (Ti/T_{max})^3 ni\, ti ,$$

где Ti – крутящий момент на i ступени; T_{max} – максимальный длительно действующий крутящий момент; ni – частота вращения на i ступени; ti – время работы на i ступени в часах.

Число циклов изменения напряжений определяется, исходя из частоты вращения, взятой относительно водила.

Для солнечного колеса $N_{HE1} = 3.60[(T_1/T_2)^3 0,6 + (0,8T_1/T_2)^3 0,4](n_1 - n_H)t =$

$$= 3.60(1^3.0,6 + 0,8^3.0,4)(720-150)18000 = 148.10^7.$$

Для сателлита $N_{HE2} = N_{HE1}/(3u_1) = 148.10^7/(3.1,4) = 352.10^6$.

Здесь u_1 – передаточное число, определяемое так: $u_1 = z_2/z_1 = 42/30 = 1{,}4$.

Так как $N_{HE1} > N_{HO1}$ и $N_{HE2} > N_{HO2}$, то $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$, а $\sigma_{Hlim b_2} < \sigma_{Hlim b_1}$, то более слабым оказывается сателлит, по нему и будем вести расчет. Шероховатость поверхностей зубьев при чистовом фрезеровании соответствует 6 классу, поэтому $z_R = 0{,}95$. Предполагая окружную скорость зубчатых колес $v < 5$ м/с, поэтому $z_v = 1$. Ожидаем начальный диаметр сателлита $d_{w2} < 700$ мм, поэтому $K_{xH} = 1$. Для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_H = 1{,}1$. Таким образом

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 570 \cdot 1 \cdot 0{,}95 \cdot 1 \cdot 1/1{,}1 = 492 \text{ МПа}.$$

4. Определяем межосевое расстояние зубчатой пары солнечное колесо сателлит из расчета зубьев на контактную выносливость

$$a'_w = (u_1+1)\sqrt[3]{[10^4/([\sigma]_H u_1)]^2 T_2 K_{H\beta 12} K'_{Hv12}/\psi_a},$$

где T_2 – крутящий момент на сателлите; $K_{H\beta 12}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, принимаем коэффициент ширины по начальному диаметру шестерни $\psi_{d_1} = b_2/d_{w1} = 0{,}6$ (рекомендуют принимать $\leq 0{,}7$), тогда по рис. 1П, кривая 5 $K_{H\beta 12} = 1{,}04$; K'_{Hv12} – предварительное значение коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку в зацеплении, принимаем $K'_{Hv12} = 1{,}1$; ψ_a – коэффициент ширины по межосевому расстоянию, определяемый по зависимости

$$\psi_a = b_2/a_w = b_2/[0{,}5 d_{w1}(u_1+1)] = 2\psi_{d_1}/(u_1+1) = 2 \cdot 0{,}6/(1{,}4+1) = 0{,}5.$$

Крутящий момент на водиле

$$T_H = 9550 N_H/n_H = 9550 \cdot 15/150 = 955 \text{ Н.м}.$$

Крутящий момент на солнечном колесе

$$T_1 = T_H/(u_p \eta_p) = 955{,}5/(24 \cdot 0{,}97) = 205{,}1 \text{ Н.м}.$$

Здесь η_p – КПД редуктора принят равным 0,97.

Крутящий момент на сателлите

$$T_2 = 1{,}2 T_1 u_1/3 = 1{,}2 \cdot 205{,}1 \cdot 1{,}4/3 = 114{,}9 \text{ Н.м},$$

где коэффициентом 1,2 учтено неравномерное распределение нагрузки между сателлитами.

Таким образом

$$a'_w = (1{,}4+1)\sqrt[3]{[10^4/(492 \cdot 1{,}4)]^2 \cdot 114{,}9 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}1/0{,}5} = 91{,}5 \text{ мм}.$$

5. Определяем модуль зубчатого зацепления

$$m' = 2a'_w/(z_1+z_2) = 2 \cdot 91{,}5/(30+42) = 2{,}54 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 2{,}5$ мм (см. табл. 8П).

6. Определяем окружную скорость в зубчатом зацеплении

$v = \pi m z_1 (n_1 - n_н)/(1000 \cdot 60) = 3,14 \cdot 2,5 \cdot 30 (720-150)/(1000 \cdot 60) =$
$= 2,24$ м/с.

Принимаем по ГОСТ 1643-81 8 степень точности, которая рекомендуется для цилиндрической прямозубой передачи при скорости до 6 м/с.

7. Уточняем межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m(z_1+z_2) = 0,5 \cdot 2,5(30+42) = 90 \text{ мм}.$$

8. Определяем ширину венца сателлита

$$b_2' = a_w' \psi_a = 91 \cdot 0,5 = 45,75 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ 6636-69 принимаем $b_2 = 45$ мм (см. табл. 9П). Ширина венца солнечного колеса $b_1 = b_2 + 5 = 45+5 = 50$ мм.

9. Уточняем значение коэффициента $K_{Hv12} = 1 + w_{Hv12} b_2 / (F_t K_{Hβ12})$, где w_{Hv12} – удельная окружная динамическая сила, определяемая по зависимости $w_{Hv12} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u_1}$; δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев, при прямых зубьях $\delta_H = 0,006$ (см. табл. 10); g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления солнечного колеса и сателлита, из табл. 2П $g_0 = 56$, таким образом $w_{Hv12} = 0,006 \cdot 56 \cdot 2,24 \times$
$\times \sqrt{90/1,4} = 6,03$ Н/мм; F_t – окружная сила в зацеплении находится из зависимости $F_t = 2000 T_2 / d_{w2} = 2000 \cdot 114,9/105 =$
$= 2189$ Н.

Здесь $d_{w2} = d_2 = m z_2 = 2,5 \cdot 42 = 105$ мм.

Таким образом $K_{Hv12} = 1 + 6,03 \cdot 45/(2189 \cdot 1,04) = 1,124$.

10. Определяем контактное напряжение в полосе зацепления

$$\sigma_H = \frac{10^4}{a_w u_1} \sqrt{\frac{(u_1+1)^3 T_2 K_{Hβ12} K_{Hv12}}{b_2}} = \frac{10^4}{90 \cdot 1,4} \sqrt{\frac{(1,4+1)^3 \cdot 114,9 \cdot 1,04 \cdot 1,124}{45}} = 509,8 \text{ МПа}.$$

Перегрузка $\frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} = \frac{509,8-492}{492} = 0,036 = 3,6\%$, что $< 5\%$.

11. Выполняем расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки. Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой $\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{T_{2max}/T_2} = 509,8 \sqrt{2} = 721$ МПа. По условию кратковременные перегрузки до 200%, поэтому $T_{2max}/T_2 = 2$. Допускаемое предельное напряжение для зубьев колес, подвергнутых улучшению $[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала при растяжении. Для сателлита, как более мягкого $\sigma_T = 690$ МПа [10] поэтому $[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \cdot 690 =$
$= 1932$ МПа, что $> \sigma_{Hmax} = 721$ МПа.

12. Проверяем зубья сателлита на выносливость при изгибе, они будут более слабыми, так как нагружаются симметричной знакопеременной нагрузкой. Определяем для них допустимое напряжение

$$\sigma_{-1F2} = 0{,}65\,\sigma^{o}_{F\lim b2}\,K_{FL2}\,Y_{S2}\,Y_{R2}\,K_{xF2}/S_{F2},$$

где $\sigma^{o}_{F\lim b2}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений;

K_{FL2} – коэффициент долговечности; Y_{S2} – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительности материала к концентрации напряжений; Y_{R2} – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба; K_{xF2} – коэффициент, учитывающий размеры сателлита; S_{F2} – коэффициент безопасности. При термической обработке – улкчшении $\sigma^{o}_{F\lim b2} = 1{,}8HB_2 = 1{,}8 \cdot 250 = 450$ МПа. Коэффициент долговечности $K_{FL2} = \sqrt[6]{N_{FO2}/N_{FE2}}$, где N_{FO2} – базовое число циклов перемены напряжений сателлита, принимаемое $N_{FO2} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE2} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое по зависимости

$$N_{FE2} = 60\left[(T_2/T_2)^6 0{,}6 + (0{,}8T_2/T_2)^6 0{,}4\right](n_1 - n_H)\,t/u_1 =$$

$$= 60\left(1^6 \cdot 0{,}6 + 0{,}8^6 \cdot 0{,}4\right)(720 - 150)\,18000/1{,}4 = 31 \cdot 10^7,$$ что $> N_{FO2} = 4 \cdot 10^6$;

поэтому $K_{FL2} = 1$. Для зубчатых колес из конструкционных сталей коэффициент Y_{S2} определяют в зависимости от модуля (см. рис. 3П) или по зависимости

$$Y_{S2} = 1{,}096 - 0{,}192 \lg m = 1{,}096 - 0{,}192 \lg 2{,}5 = 1{,}02.$$

Для зубофрезерования при классе шероховатости переходной поверхности не ниже 4, $Y_{R2} = 1$. При диаметре вершин зубьев сателлита $d_{a2} < 300$ мм, $K_{xF2} = 1$. Коэффициент безопасности определяют по зависимости $S_{F2} = S'_{F2}\,S''_{F2}$, где S'_F – коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала и ответственность зубчатой передачи, при вероятности неразрушения 99%, $S'_{F2} = 1{,}75$; S''_{F2} – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки сателлита, для поковки $S''_{F2} = 1$. Таким образом $S_{F2} = 1{,}75 \cdot 1 = 1{,}75$ и

$$\sigma_{-1F2} = 0{,}65 \cdot 450 \cdot 1 \cdot 1{,}02 \cdot 1 \cdot 1/1{,}75 = 170{,}5 \text{ МПа}.$$

13. Определяем коэффициент, учитывающий форму зубьев сателлита при коэффициенте смещения $X = 0$ (см. рис. 4П) или по зависимости $Y_{F2} = 3{,}567 + 206/z_2^2 = 3{,}567 + 206/42^2 = 3{,}68$.

14. Определяем напряжение изгиба в зубьях сателлита

$$\sigma_{F2} = F_t\,K_{F\beta 12}\,K_{FV12}\,Y_{F2}/(b_2 m),$$

где $K_{F\beta 12}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки

по ширине венца, при ψ_{d_1} = 0,6 по рис. 5П, кривая 5 $K_{F\beta 12}$ = = I,08; K_{Fv12} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплений, определяется по зависимости $K_{Fv12} = 1 + w_{Fv12} b_2 / (F_t K_{F\beta 12})$; w_{Fv12} – удельная окружная динами – ческая сила, определяемая по зависимости $w_{Fv12} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u_1}$; δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев, при пря- мых зубьях δ_F = 0,0I6, таким образом

w_{Fv12} = 0,0I6.56.2,24 $\sqrt{90/I,4}$ =I6,I Н/мм и K_{Fv12} = I+I6,I Х

Х45/(2I89.I,08) = I,306.

Получим σ_{F2} = 2189.I,08.I,306.3,68/(45.2,5)= I0I МПа, что < < $[\sigma]_{-1F2}$ = I70,5 МПа.

I5. Выполняем расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой для предотвращения остаточной деформации и излома зубьев. Наибольшее расчетное напряжение в зубьях сателлита $\sigma_{Fmax} = \sigma_{F2} T_{2max} / T_2$ = I0I.2 = 202 МПа не должно пре- вышать допустимое $[\sigma]_{Fmax} = \sigma_{Flim2} Y_{S2} / S_{Fm2}$, где σ_{Flim2} – – предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций зу- ба, находится по зависимости $\sigma_{Flim2} = 4,8 . HB_2 = 4,8 . 250 =$ = I200 МПа; S_{Fm2} – коэффициент безопасности, равный при 99% вероятности неразрушения I,75. Таким образом $[\sigma]_{Fmax} =$ = I200.I,02/I,75 = 699,4 МПа, что > σ_{Fmax} = 202 МПа.

I6. Проверяем внутренние зубья корончатого колеса на кон – тактную прочность. Для этого определяем допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_{H3} = \sigma_{Hlimb3} K_{HL3} Z_{R3} Z_v K_{xH3} / S_{H3} ,$$

где σ_{Hlimb3} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, при термической обработке – нормализации

$\sigma_{Hlimb3} = 2HB_3 + 70 = 2.I50+70 = 370$ МПа;

K_{HL3} – коэффициент долговечности, определяемый по зависи – мости $K_{HL3} = \sqrt[6]{N_{HO3} / N_{HE3}}$; N_{HO3} – базовое число цик – лов перемены напряжений, при $H \leq$ НВ200 принимают $N_{HO3} = I0^7$; N_{HE3} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, здесь

$$N_{HE3} = 3 \cdot 60 [(T_3/T_3)^3 0,6 + (0,8T_3/T_3)^3 0,4] n_H t =$$

$$= 3 \cdot 60 (1^3 \cdot 0,6 + 0,8^3 \cdot 0,4) 150 \cdot 18000 = 39 \cdot 10^7, \text{ что} > N_{HO3} = 10^7,$$

поэтому K_{HL3} = I; Z_{R3} – коэффициент, учитывающий шерохова- тость сопряженных поверхностей зубьев, шероховатость зубьев ко –

рончатого колеса при долблении соответствует 5 классу, поэтому $Z_{R3} = 0,9$; Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость, выше получено $Z_V = 1$; K_{xH3} – коэффициент учитывающий размер корончатого колеса, так как $d_{w3} = d_3 = mz_3 = 2,5 \cdot 114 = 285$ мм < 700 мм, то $K_{xH3} = 1$; S_{H3} – коэффициент безопасности, для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_{H3} = 1,1$. Таким образом

$$[\sigma]_{H3} = 370 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1/1,1 = 302,7 \text{ МПа}.$$

17. Принимаем ширину венца корончатого колеса $b_3 = b_2 - 5 = 45 - 5 = 40$ мм, что соответствует ГОСТ 6636-69 (см. табл. 9П).

18. Определяем коэффициент ширины по начальному диаметру сателлита $\psi_{d2} = b_3/d_{w2} = 40/105 = 0,38$, тогда по рис. 1П, кривая 5 $K_{H\beta 23} = 1,02$.

19. Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении $K_{Hv23} = 1 + w_{Hv23} b_3/(F_t K_{H\beta 23})$, где w_{Hv23} – удельная окружная динамическая сила, определяемая по зависимости $w_{Hv23} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w/u_2} = 0,006 \cdot 56 \cdot 2,24 \times \sqrt{90/2,71} = 4,34$ Н/мм. Здесь передаточное число $u_2 = Z_3/Z_2 = 114/42 = 2,71$. Таким образом

$$K_{Hv23} = 1 + 4,34 \cdot 40/(2189 \cdot 1,02) = 1,078.$$

20. Определяем момент крутящий на корончатом колесе в одном зацеплении $T_3 = F_t d_{w3}/2000 = 2189 \cdot 285/2000 = 311,9$ Н.м.

Проверяем контактное напряжение в полюсе зацепления

$$\sigma_H = \frac{10^4}{d_w u_2} \sqrt{\frac{(u_2-1)^3 T_3 K_{H\beta 2} K_{Hv2}}{b_3}} = \frac{10^4}{90 \cdot 2,71} \sqrt{\frac{(2,71-1)^3 \cdot 311,9 \cdot 1,02 \cdot 1,078}{40}} =$$

$= 268,5$ МПа, что меньше $[\sigma]_{H3} = 302,7$ МПа.

21. Выполняем расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки. Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{T_{3max}/T_3} = 268,5 \sqrt{2} = 379,7 \text{ МПа}.$$

Допускаемое предельное напряжение для зубьев колес, подвергнутых нормализации $[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \sigma_T$. Для корончатого колеса, как более мягкого $\sigma_T = 290$ МПа [10], поэтому

$[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \cdot 290 = 812$ МПа, что $> \sigma_{Hmax} = 379,7$ МПа.

22. Проверяем внутренние зубья корончатого колеса на выносливость при изгибе. Для этого определяем допускаемое напряжение

$[\sigma]_{F3} = \sigma^{o}_{Flimb3} K_{FL3} Y_{S3} Y_{R3} K_{xF3} / S_{F3}$,

где $\sigma^{o}_{Flimb3} = 1{,}8HB_3 = 1{,}8 \cdot 150 = 270$ МПа; $K_{FL3} = Y_{R3} = K_{xF3} = 1$; $Y_{S3} = Y_{S2} = 1{,}02$; $K_{F3} = 1{,}75$. Таким образом $[\sigma]_{F3} = 270 \cdot 1 \cdot 1{,}02 \cdot 1 \cdot 1/1{,}75 = 157{,}4$ МПа.

23. Определяем коэффициент, учитывающий форму зубьев. Согласно [8] при числе зубьев долбяка $Z_o = 20$ при $X_3 = 0$, $Z_3 = 114$ по графику рис. 11.24 $Y_{F3} = 3{,}55$ (не зависит от числа зубьев Z_3).

24. Напряжение изгиба $\sigma_{F3} = F_t K_{F\beta 23} K_{FV23} Y_{F3} / (b_3 m)$, где $K_{F\beta 23} = 1{,}04$ (рис.5П, кривая 5); $K_{FV23} = 1 + w_{FV23} b_3 / (F_t K_{F\beta 23})$; $w_{FV23} = 0{,}016 \cdot 56 \cdot 2{,}24 \sqrt{90/2{,}71} = 11{,}6$ Н/мм; $K_{FV23} = 1 + 11{,}6 \cdot 40 / (2189 \cdot 1{,}04) = 1{,}204$. Таким образом $\sigma_{F3} = 2189 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}204 \cdot 3{,}55 / 40 \cdot 2{,}5 = 97{,}3$ МПа, что $< [\sigma]_{F3} = 157{,}4$ МПа.

25. Выполняем расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой. Наибольшее расчетное напряжение в зубьях корончатого колеса $\sigma_{F3max} = \sigma_{F3} T_{3max} / T_3 = 97{,}3 \cdot 2 = 194{,}6$ МПа не должно превышать допустимое $[\sigma]_{F3max} = \sigma_{FlimM3} Y_{S3} / S_{FM3}$, где $\sigma_{FlimM3} = 4{,}8HB_3 = 4{,}8 \cdot 150 = 720$ МПа; $Y_{S3} = Y_{S2} = 1{,}02$; $S_{FM3} = 1{,}75$. Таким образом $[\sigma]_{F3max} = 720 \cdot 1{,}02/1{,}75 = 419{,}7$ МПа, что $> \sigma_{F3max} = 194{,}6$ МПа.

Геометрические размеры солнечного колеса при $X_1 = 0$.

1. Диаметр делительной окружности
$$d_1 = m z_1 = 2{,}5 \cdot 30 = 75{,}000 \text{ мм}.$$
2. Диаметр вершин зубьев
$$d_{a1} = d_1 + 2m = 75 + 2 \cdot 2{,}5 = 80{,}000 \text{ мм}.$$
3. Диаметр впадин зубьев
$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m = 75 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 68{,}75 \text{ мм}.$$
4. Ширина зубчатого венца $b_1 = 50$ мм (см.стр. 25).

Геометрические размеры сателлита при $X_2 = 0$.

1. Диаметр делительной окружности
$$d_2 = m z_2 = 2{,}5 \cdot 42 = 105{,}000 \text{ мм}.$$
2. Диаметр вершин зубьев
$$d_{a2} = d_2 + 2m = 105 + 2{,}2{,}5 = 110{,}000 \text{ мм}.$$
3. Диаметр впадин зубьев
$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m = 105 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 98{,}75 \text{ мм}.$$

4. Ширина зубчатого венца b_2 = 45 мм (см.стр.25).

Геометрические размеры корончатого колеса при $x_3 = 0$.

1. Диаметр делительной окружности

$$d_3 = m z_3 = 2{,}5 \cdot 114 = 285{,}000 \text{ мм}.$$

2. Диаметр вершин зубьев

$$d_{a3} = d_3 - 2m = 285 - 2 \cdot 2{,}5 = 280{,}000 \text{ мм}.$$

3. Диаметр впадин зубьев

$$d_{f3} = d_3 + 2{,}5m = 285 + 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 291{,}25 \text{ мм}.$$

4. Ширина зубчатого венца b_3 = 40 мм (см.стр.28).

Пример расчета конической прямозубой передачи одноступенчатого редуктора

Рассчитать коническую зубчатую передачу одноступенчатого редуктора (рис.8), если с тихоходного вала снимается мощность N_2 = 4 кВт при частоте вращения n_2 = 200 мин$^{-1}$. Частота вращения быстроходного вала n_1 = 450 мин$^{-1}$. Циклограмма нагружения показана на рис. 9. Кратковременные перегрузки до 200% от номинального момента. Срок службы редуктора t = 17000ч.

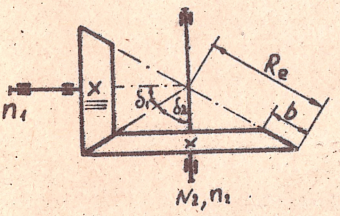


Рис.8. Схема конической зубчатой передачи редуктора.

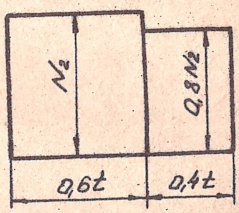


Рис.9. Циклограмма нагружения редуктора.

Р е ш е н и е.

1. Считая, что редуктор индивидуального изготовления принимаем для шестерни и зубчатого колеса легированную сталь 40 Х (поковка). Назначаем для них термообработку - улучшение (закалка с высоким отпуском). Твердость после термообработки для шестерни $HB_1$280, для колеса - $HB_2$250.

2. Определяем допускаемое контактное напряжение по формуле

$$[\sigma]_H = \sigma_{Hlimb} K_{HL} Z_R Z_V K_{XH} / S_H ,$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий срок службы и режим нагружения; Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев; Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость; K_{XH} – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса; S_H – коэффициент безопасности.

При термической обработке – улучшении $\sigma_{Hlimb} = 2HB+70$.

Для шестерни $\sigma_{Hlimb_1} = 2 \cdot 280+70 = 630$ МПа.

Для колеса $\sigma_{Hlimb_2} = 2 \cdot 250+70 = 570$ МПа.

Коэффициент долговечности $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO}/N_{HE}}$,

где N_{HO} – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости и определяемое по зависимости $N_{HO} = 30HB^{2,4}$; N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Для шестерни $N_{HO1} = 30 \cdot 280^{2,4} = 224 \cdot 10^5$.

Для колеса $N_{HO2} = 30 \cdot 250^{2,4} = 171 \cdot 10^5$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{HE} = 60 \Sigma (T_i/T_{max})^3 n_i t_i ,$$

где T_i – крутящий момент на i ступени; T_{max} – максимальный длительно действующий крутящий момент; n_i – частота вращения на i ступени; t_i – время работы на i ступени в часах.

Для шестерни (см. рис. 9)

$$N_{HE1} = 60[(T_2/T_2)^3 0,6 + (0,8 T_2/T_2)^3 0,4] n_i t_i' =$$
$$= 60(1^3 \cdot 0,6 + 0,8^3 \cdot 0,4) 450 \cdot 17000 = 369 \cdot 10^6.$$

Для колеса $N_{HE2} = N_{HE1}/u' = 369 \cdot 10^6 / 2,25 = 164 \cdot 10^6$.

Здесь u' – предварительное значение передаточного числа, $u' = n_1/n_2 = 450/200 = 2,25$.

Так как $N_{HE1} > N_{HO1}$ и $N_{HE2} > N_{HO2}$, то $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$, а $\sigma_{Hlimb_2} < \sigma_{Hlimb_1}$, то более слабым оказывается колесо, по нему и будем вести расчет. Шероховатость поверхностей зубьев при строгании соответствует 5 классу, поэтому $Z_R = 0,9$. Предполагаем окружную скорость зубчатых колес $v < 5$ м/с, поэтому $Z_V = 1$. Ожидаем начальный диаметр колеса $d_{ew2} < 700$ мм, поэтому $K_{XH} = 1$. Для зубчатых колес с однородной структурой мате –

риала $S_H = 1{,}1$. Таким образом

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 570 \cdot 1 \cdot 0{,}9 \cdot 1 \cdot 1/1{,}1 = 466 \text{ МПа}.$$

3. Определяем внешний делительный диаметр колеса из условия контактной выносливости зубьев

$$d'_{e2} = 1014 \sqrt[3]{T_2 K'_{H\beta} K'_{Hv} u' / [(1 - K'_{be}) K'_{be} [\sigma]_H^2]},$$

где T_2 – крутящий момент на колесе, определяемый по зависимости $T_2 = 9550\, N_2/n_2 = 9550 \cdot 4/200 = 191$ Н.м; $K'_{H\beta}$ – предварительное значение коэффициента, учитывающего распределение нагрузки по ширине венца, принимаем $K'_{H\beta} = 1{,}1$; K'_{Hv} – предварительное значение коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку в зацеплении, принимаем $K'_{Hv} = 1{,}1$; K'_{be} – предварительное значение коэффициента ширины зубчатого венца, определяемого при консольной установке шестерни по зависимости $K'_{be} = 1{,}2/(u' + 0{,}6) \le 0{,}3$, здесь $K'_{be} = 1{,}2/(2{,}25 + 0{,}6) = 0{,}421$, принимаем $K'_{be} = 0{,}3$.

Таким образом

$$d'_{e2} = 1014 \sqrt[3]{191 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}1 \cdot 2{,}25 / [(1 - 0{,}3)\, 0{,}3 \cdot 466^2]} = 228{,}2 \text{ мм}.$$

4. Определяем внешний окружной модуль

$$m'_e \ge b/10 \ge R_e K'_{be}/10 \ge d'_{e2} K'_{be} / (20 \sin\delta_2) \ge d'_{e2} K'_{be} \sqrt{u'^2 + 1}/(20u') \ge$$

$$\ge 228{,}2 \cdot 0{,}3 \sqrt{2{,}25^2 + 1}/(20 \cdot 2{,}25) \ge 3{,}75 \text{ мм}.$$

Принимаем согласно ГОСТ 9563-60 $m_e = 4$ мм (см.табл.8П).

5. Определяем число зубьев колеса

$z'_2 = d'_{e2}/m = 228{,}2/4 = 57{,}05$. Принимаем $Z_2 = 57$.

6. Уточняем внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = m_e z_2 = 4 \cdot 57 = 228 \text{ мм}.$$

7. Определяем число зубьев шестерни

$$z'_1 = z_2/u' = 57/2{,}25 = 25{,}3.$$ Принимаем $z_1 = 25$.

8. Уточняем передаточное число редуктора

$$u = z_2/z_1 = 57/25 = 2{,}28.$$

9. Определяем внешнее конусное расстояние (см.рис.8)

$$R_e = 0{,}5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0{,}5 \cdot 4 \sqrt{25^2 + 57^2} = 124{,}48 \text{ мм}.$$

10. Определяем ширину зубчатого венца

$b' \le R_e K'_{be} \le 124{,}48 \cdot 0{,}3 \le 37{,}34$ мм. Принимаем $b = 37$ мм.

II. Уточняем коэффициент ширины зубчатого венца

$$K_{be} = b/Re = 37/124{,}48 = 0{,}297.$$

I2. Определяем средний модуль

$$m = m_e(1-0{,}5\,K_{be}) = 4(1-0{,}5\cdot 0{,}297) = 3{,}406 \text{ мм}.$$

I3. Определяем окружную скорость на среднем диаметре

$$v = \frac{\pi m z_1 n_1}{1000\cdot 60} = \frac{3{,}14\cdot 3{,}406\cdot 25\cdot 450}{1000\cdot 60} = 2{,}01 \text{ м/с}.$$

Принимаем 8 степень точности изготовления колес, рекомендуемую для прямозубых колес при скорости до 4 м/с.

I4. Определяем окружную силу на среднем диаметре

$$F_t = 1000\,N/v = 1000\cdot 4/2{,}01 = 1990 \text{ Н}.$$

I5. Определяем коэффициент ширины по среднему диаметру шестерни

$$\psi_d = u K_{be}/(2-K_{be}) = 2{,}28\cdot 0{,}297/(2-0{,}297) = 0{,}398.$$

По графику рис.IП, при роликовых подшипниках, кривая 2 $K_{H\beta} = 1{,}12$.

I6. Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении $K_{Hv} = 1 + w_{Hv} b/(F_t K_{H\beta})$, где w_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, определяемая по формуле $w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{0{,}5 m z_1 (u+1)/u}$; δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев, при твердости $H \le$ НВ350 и прямых зубьях $\delta_H = 0{,}006$ (см.табл.IП); g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса, по табл. 2П $g_0 = 56$. Таким образом

$$w_{Hv} = 0{,}006\cdot 56\cdot 2{,}01\sqrt{0{,}5\cdot 3{,}406\cdot 25(2{,}28+1)/2{,}28} = 5{,}285 \text{ Н/мм}.$$

Теперь определяем $K_{Hv} = 1 + 5{,}285\cdot 37/(1990\cdot 1{,}12) = 1{,}088$.

I7. Проверяем контактное напряжение в полюсе зацепления

$$\sigma_H = 32300\sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} u}{(1-K_{be}) K_{be} d_{e2}^3}} = 32300\sqrt{\frac{191\cdot 1{,}12\cdot 1{,}088\cdot 2{,}28}{(1-0{,}297)0{,}297\cdot 228^3}} =$$

$$= 472{,}9 \text{ МПа}.$$

Перегрузка $\frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} = \frac{472{,}9-466}{466} = 0{,}015 = 1{,}5\%$, что $< 5\%$.

I8. Выполняем расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки. Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой $\sigma_{H max} = \sigma_H\sqrt{T_{2max}/T_2} = 472{,}9\sqrt{2} = 668{,}8$ МПа.

По условию кратковременные перегрузки до 200%, поэтому $T_{2max}/T_2 = 2$. Допускаемое предельное напряжение для зубьев колес, подвергнутых улучшению $[\sigma]_{Hmax} = 2{,}8\,\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала при растяжении. Для колеса, как более мягкого $\sigma_T = 490$ МПа [10], поэтому

$[\sigma]_{H\,max} = 2{,}8 \cdot 490 = 1372$ МПа, что $> \sigma_{H\,max} = 668{,}8$ МПа.

19. Проверяем зубья на выносливость при изгибе. Для этого определяем угол делительного конуса шестерни (см.рис.8).

$$\delta_1 = arctg\,(z_1/z_2) = arctg\,(25/57) = 23{,}682^0.$$

Определяем угол делительного конуса колеса

$$\delta_2 = 90^0 - \delta_1 = 90^0 - 23{,}682^0 = 66{,}318^0.$$

20. Определяем эквивалентное число зубьев:

а) шестерни $z_{v1} = z_1/\cos\delta_1 = 25/0{,}916 = 27{,}3$;

б) колеса $z_{v2} = z_2/\cos\delta_2 = 57/0{,}402 = 141{,}8$.

21. Определяем коэффициенты, учитывающие форму зубьев при коэффициенте смещения $x_e = 0$ по рис. 4П или по эмпирической формуле:

а) для шестерни $Y_{F1} = 3{,}567 + 206/z_{v1} = 3{,}567 + 206/27{,}3^2 = 3{,}843$;

б) для колеса $Y_{F2} = 3{,}6$, так как $z_{v2} = 141{,}8 > 80$.

22. Определяем допускаемое напряжение при расчете на выносливость зубьев $[\sigma]_{F0} = \sigma^0_{F\lim b} K_{FL} Y_S Y_R K_{xF} / S_F$, где $\sigma^0_{F\lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; K_{FL} – коэффициент долговечности; Y_S – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений; Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба; K_{xF} – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса; S_F – коэффициент безопасности.

При термической обработке – улучшении $\sigma^0_{F\lim b} = 1{,}8$ НВ.

Для шестерни $\sigma^0_{F\lim b1} = 1{,}8 \cdot 280 = 504$ МПа.

Для колеса $\sigma^0_{F\lim b2} = 1{,}8 \cdot 250 = 450$ МПа.

Коэффициент долговечности $K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0}/N_{FE}}$, где N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений, принимаемое для сталей $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$; N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое по зависимости $N_{FE} = 60 \Sigma (T_i/T_{max})^6 n_i t_i$.

Для колеса $N_{FE2} = 60(0{,}6 + 0{,}8^6 \cdot 0{,}4) 200 \cdot 17 \cdot 10^3 = 144 \cdot 10^6$, что больше $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$. Поэтому и для шестерни $N_{FE1} > N_{F0}$. Следовательно $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$. Для зубчатых колес из конструкционных сталей коэффициент Y_S определяют в зависимости от

среднего модуля из рис. 3П или по эмпирической формуле

$Y_S = 1{,}096-0{,}192\ lgm = 1{,}096-0{,}192\ lg\ 3{,}406=0{,}994$.

Для зубострогания при классе шероховатости переходной поверхности не ниже 4, $Y_R = 1$. При диаметре вершин зубьев колеса $d_{ae2} \leq 300$ мм $K_{xF} = 1$, при $d_{ae2} > 300$ мм $K_{xF2} = 1{,}035-0{,}000117\ d_{ae2}$. Здесь $K_{xF1} = K_{xF2} = 1$.

Коэффициент безопасности определяют по зависимости $S_F = S'_F S''_F$, где S'_F – коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала и ответственность зубчатой передачи, при вероятности неразрушения 99% $S'_F = 1{,}75$; S''_F – коэффициент, учитывающий способ получения заготовок колес, для поковок и штамповок $S''_F = 1$. Здесь $S_{F1} = S_{F2} = 1{,}75$.

Таким образом допускаемое напряжение:

а) для шестерни $[\sigma]_{F01} = 504.1.0{,}994.1.1/1{,}75 = 286{,}2$ МПа;

б) для колеса $[\sigma]_{F02} = 450.1.0{,}994.1.1/1{,}75 = 255{,}6$ МПа.

23. Сравнительная оценка прочности зубьев:

а) шестерни $[\sigma]_{F01}/Y_{F1} = 286{,}2/3{,}843 = 74{,}5$ МПа;

б) колеса $[\sigma]_{F02}/Y_{F2} = 255{,}6/3{,}6 = 71{,}0$ МПа.

Слабее зубья колеса, так как 71 МПа $<$ 74,5 МПа.

24. Определяем напряжение изгиба в зубьях колеса $\sigma_{F2} = F_t K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F2}/(0{,}85bm)$, где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, по рис. 5П, кривая 2 $K_{F\beta} = 1{,}2$; K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, определяется по зависимости $K_{Fv} = 1 + w_{Fv} b/(F_t K_{F\beta})$; w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, определяемая по зависимости $w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{0{,}5m z_1 (u+1)/u}$; δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев, при прямых зубьях $\delta_F = 0{,}016$. Таким образом

$w_{Fv} = 0{,}016.56.2{,}01 \sqrt{0{,}5.3{,}406.25(2{,}28+1)/2{,}28} = 14{,}09$ Н/мм

и $K_{Fv} = 1+14{,}09.37/(1990.1{,}2) = 1{,}218$.

Получим $\sigma_{F2} = 1990.1{,}2.1{,}218.3{,}6/(0{,}85.37.3{,}406) = 97{,}75$ МПа, что меньше $[\sigma]_{F2} = 255{,}6$ МПа.

25. Выполняем расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой для предотвращения остаточной деформации и излома зубьев. Наибольшее расчетное напряжение в зубьях колеса $\sigma_{Fmax} = \sigma_{F2} T_{2max}/T_2 = 97{,}75.2 = 195{,}5$ МПа не должно превышать допустимое $[\sigma]_{Fmax} = \sigma_{Flim\,m2} Y_S / S_{Fm2}$, где $\sigma_{Flim\,m2}$ – предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций зуба, находится по зависимости $\sigma_{Flim\,m2} = 4{,}8HB_2 = 4{,}8.250 = 1200$МПа;

S_{FM2} – коэффициент безопасности, равный при 99% вероятности неразрушения 1,75. Таким образом $[\sigma]_{Fmax}$ = 1200.0,994/1,75 = = 681,6 МПа, что больше σ_{Fmax} = 195,5 МПа.

Геометрические размеры шестерни.

1. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5\,m\sqrt{z_1^2+z_2^2} = 0,5\cdot 4\sqrt{25^2+57^2} = 124,4829 \text{ мм}.$$

2. Угол делительного конуса

$$\delta_1 = arctg(z_1/z_2) = arctg\ (25/57) = 23,68208^0.$$

3. Угол делительной ножки зуба

$$\theta_{f1} = arctg(h_{fe1}/R_e) = arctg\ (4,8/124,4829) = 2,20820^0.$$

Здесь внешняя высота делительной ножки зуба h_{fe1} = 1,2 m_e = = 1,2.4 = 4,8 мм.

4. Угол делительной головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = \theta_{f1} = 2,20820^0.$$

5. Угол конуса вершин зубьев

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 23,68208^0 + 2,2082^0 = 25,89028^0.$$

6. Угол конуса впадин зубьев

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 23,68208^0 - 2,2082^0 = 21,47388^0.$$

7. Внешний делительный диаметр

$$d_{e1} = m_e z_1 = 4.25 = 100,000 \text{ мм}.$$

8. Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1 = 100 + 2.4.0,915788 = 107,326 \text{ мм}.$$

Здесь внешняя высота делительной головки зуба h_{ae1} = m_e = 4 мм.

9. Расстояние от вершины конуса до плоскости вершин зубьев

$$B_1 = 0,5\,d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1 = 0,5.228 - 4.0,401661 = 112,374 \text{ мм}.$$

Геометрические размеры колеса.

1. Угол делительного конуса $\delta_2 = 90^0 - \delta_1 = 90^0 - 23,68208^0 =$ $= 66,31792^0$.

2. Угол конуса вершин зубьев

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 66,31792^0 + 2,2082^0 = 68,52612^0.$$

Здесь $\theta_{a2} = \theta_{f1}$.

3. Угол конуса впадин зубьев

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 66,31792^0 - 2,2082^0 = 64,10972^0.$$

4. Внешний делительный диаметр

$$d_{e2} = m_e z_2 = 4.57 = 228,000 \text{ мм}.$$

5. Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2 = 228 + 2.4.0,401662 = 231,213 \text{ мм}.$$

Здесь h_{ae2} = m_e = 4 мм.

6. Ширина зубчатого венца b = 37 мм (см.стр. 32).

7. Расстояние от вершины конуса до плоскости вершин зубьев

$B_2 = 0{,}5 d'_{e1} - h_{ae2} \sin\delta_2 = 0{,}5 \cdot 100 - 4 \cdot 0{,}915788 = 46{,}337$ мм.

Пример расчета цилиндрической червячной передачи одноступенчатого редуктора.

Рассчитать цилиндрическую червячную передачу одноступенчатого редуктора (рис.10), если с тихоходного вала снимается мощность N_2 = 5 кВт при частоте вращения n_2 = 50 мин$^{-1}$. Частота вращения червяка n_1 = 520 мин$^{-1}$. Циклограмма нагружения показана на рис. 11. Срок службы редуктора t = 18000 ч.

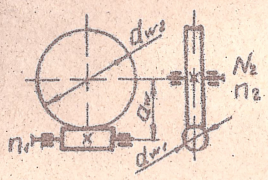


Рис.10. Схема червячной передачи редуктора.

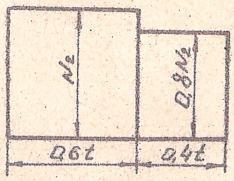


Рис.11. Циклограмма нагружения редуктора.

Р е ш е н и е.

1. Считая, что редуктор индивидуального изготовления принимаем для венца червячного колеса бронзу БрАЖ9-4Л. Для червяка принимаем сталь 45, термообработка - поверхностная закалка витков. Твердость после термообработки HRC45...50. Червяк эвольвентный, после термообработки витки шлифуются и полируются.

2. Определяем предварительно допускаемое контактное напряжение по зависимости $[\sigma]'_H = 300 - 25 v'_s$, где v'_s - предполагаемая скорость скольжения. Принимаем v'_s = 2 м/с, тогда $[\sigma]'_H$ = = 300-25.2 = 250 МПа.

3. Определяем межосевое расстояние из условия предотвращения заедания

$$a'_w = (z_2/q + 1) \sqrt[3]{\left[5210\, q/([\sigma]'_H z_2)\right]^2 T_2 K_{H\beta} K_{H\sigma}},$$

где z_2 - число зубьев колеса, определяемое по зависимости $z_2 = z_1 u$ = 26...80; z_1 - число витков червяка; u - передаточное число, здесь $u = n_1/n_2 = 520/50 = 10{,}4$ поэтому назначаем z_1 =4, тогда z'_2 =4.10,4 = 41,6, принимаем z_2 = 42; q - коэффициент

диаметра червяка, для достаточной жесткости червяка рекоменду - ют [II] $q' = 0,25 z_2 = 0,25 \cdot 42 = 10,5$, принимаем согласно ГОСТ 19672-74 $q = 10$ (см.табл.4П); T_2 - крутящий момент на червячном колесе, определяемый по зависимости $T_2 = 9550 N_2/n_2 = 9550 \cdot 5/50 = 955$ Н.м; $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца червячного колеса, определяется по зависимости $K_{H\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1 - \chi)$; θ - коэффициент деформации червяка, по табл. 5П $\theta = 70$; χ - отношение среднего момента к максимальному длительно действующему, определяется по зависимости $\chi = T_{2cp}/T_{2max} = \Sigma T_{2i} n_i t_i / (T_{2max} \Sigma n_i t_i)$; T_{2i} - крутящий момент на i ступени; n_i - частота вращения на i ступени; t_i - время работы на i ступени, из рис. II следует, что $\chi = \frac{955 \cdot 50 \cdot 18000 (0,6 + 0,8 \cdot 0,4)}{955 \cdot 50 \cdot 18000 (0,6 + 0,4)} = 0,92$, таким образом $K_{H\beta} = 1 + (42/70)^3 (1 - 0,92) = 1,017$; K'_{Hv} - предварительное значение коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку в зацеплении, принимаем $K'_{Hv} = 1,01$. Теперь получим

$$a'_w = (42/10+1) \sqrt[3]{[5210 \cdot 10/(250 \cdot 42)]^2} \cdot 955 \cdot 1,017 \cdot 1,01 = 150,3 \text{ мм}.$$

4. Определяем модуль

$$m' = 2a'_w/(q + z_2) = 2 \cdot 150,3/(10+42) = 5,78 \text{ мм}.$$

Принимаем по ГОСТ 19672-74 $m = 6$ мм (см.табл.3П).

5. Уточняем межосевое расстояние

$$a''_w = 0,5m(q + z_2) = 0,5 \cdot 6 (10+42) = 156 \text{ мм}.$$

Округляем до ближайшего меньшего кратного 5 мм, так как $a'_w \leq a''_w$, принимаем $a_w = 155$ мм.

6. Определяем коэффициент смещения инструмента

$$x = a_w/m - 0,5(q + z_2) = 155/6 - 0,5(10+42) = -0,167.$$

7. Определяем скорость скольжения червяка

$$v_s = m n_1 \sqrt{q^2 + z_1^2}/19100 = 6 \cdot 520 \sqrt{10^2 + 4^2}/19100 = 1,76 \text{ м/с},$$

что близко к принятой $v'_s = 2$ м/с, поэтому пересчет не требуется. Принимаем 8 степень точности, которая рекомендуется при $v_s \leq 5$ м/с.

8. Определяем окружную скорость червячного колеса

$$v_2 = \pi (2a_w - d_1) n_2/(1000 \cdot 60) = 3,14 (2 \cdot 155 - 60) \cdot 50/(1000 \cdot 60) = 0,654 \text{ м/с}.$$

Здесь делительный диаметр червяка $d_1 = mq = 6 \cdot 10 = 60$ мм.

9. Определяем окружную силу на червячном колесе

$$F_{t2} = 1000 N_2/v_2 = 1000 \cdot 5/0,654 = 7645 \text{ Н}.$$

10. Определяем удельную окружную динамическую силу (по аналогии с цилиндрической зубчатой передачей)

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v_2 \sqrt{a_w q / z_2},$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий вид зубьев и их твердость, при косых зубьях и $H \leq$ НВ350 $\delta_H = 0{,}002$ (см. табл. 10); g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления червяка и колеса, из табл. 2П $g_0 = 61$, следовательно

$$w_{Hv} = 0{,}002 \cdot 61 \cdot 0{,}654 \sqrt{155 \cdot 10 / 42} = 0{,}485 \text{ Н/мм}.$$

11. Определяем ширину червячного колеса при $z_1 = 4$

$b_2 \leq 0{,}67 d_{a1}$, где d_{a1} – диаметр вершин витков червяка, определяемый по формуле $d_{a1} = m(q+2) = 6(10+2) = 72$ мм, таким образом $b_2' \leq 0{,}67 \cdot 72 \leq 48{,}24$ мм. Принимаем $b_2 = 48$ мм.

12. Определяем условный угол обхвата

$$2\delta = 2 \arcsin[b_2/(d_{a1} - 0{,}5m)] = 2 \arcsin[48/(72 - 0{,}5 \cdot 6)] = 88{,}2^\circ.$$

13. Определяем ширину колеса по дуге делительной окружности червяка

$$b = \pi d_1 2\delta / 360^\circ = 3{,}14 \cdot 60 \cdot 88{,}2^\circ / 360^\circ = 46{,}2 \text{ мм}.$$

14. Уточняем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении

$$K_{Hv} = 1 + w_{Hv} b / (F_{t2} K_{H\beta}) = 1 + 0{,}485 \cdot 46{,}2 / (7645 \cdot 1{,}017) = 1{,}003.$$

15. Проверяем контактное напряжение в полюсе зацепления

$$\sigma_H = \frac{5210}{z_2 / q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}} = \frac{5210}{42/10} \sqrt{\left(\frac{42/10 + 1}{155}\right)^3 955 \cdot 1{,}017 \cdot 1{,}003} =$$

$$= 237{,}9 \text{ МПа}.$$

16. Определяем допустимое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = 300 - 25 v_s = 300 - 25 \cdot 1{,}76 = 256 \text{ МПа}.$$

17. Определяем недогрузку

$$\frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} = \frac{256 - 237{,}9}{256} = 0{,}071 = 7{,}1,$$ что вполне допустимо.

18. Проверяем зубья червячного колеса на выносливость при изгибе. Для этого определяем эквивалентное число зубьев $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$, где γ – угол наклона зуба колеса равный углу подъема витка червяка, определяется из зависимости:

$\gamma = \operatorname{arctg}(z_1/q) = \operatorname{arctg}(4/10) = 21{,}80^\circ$ и $z_{v2} = 42 / \cos^3 21{,}80^\circ = 52{,}5$.

19. Определяем значение коэффициента, учитывающего форму зуба при $X = 0$ $Y_H' = z_{v2}/(0{,}85\, z_{v2} - 8{,}3) = 52{,}5/(0{,}85 \cdot 52{,}5 - 8{,}3) = 1{,}445$,

при $X = -0{,}167$ из рис. 4П $Y_H = Y_H' \frac{3{,}73}{3{,}64} = 1{,}445 \frac{3{,}73}{3{,}64} = 1{,}481$.

20. Определяем коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (по аналогии с цилиндрической зубчатой передачей)

$$K_{F\beta} = 2K_{H\beta} - 1 = 2 \cdot 1{,}017 - 1 = 1{,}034.$$

21. Определяем удельную окружную динамическую силу

$$w_{F\upsilon} = \delta_F g_0 \upsilon_2 \sqrt{a_w q / z_2} = 0{,}006 \cdot 61 \cdot 0{,}654 \sqrt{155 \cdot 10/42} = 1{,}45 \text{ Н/мм},$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев, для косых зубьев $\delta_F = 0{,}006$.

22. Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении

$$K_{F\upsilon} = 1 + w_{F\upsilon} b / (F_{t2} K_{F\beta}) = 1 + 1{,}45 \cdot 46{,}2 / (7645 \cdot 1{,}034) = 1{,}008.$$

23. Определяем напряжение изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K_{F\beta} K_{F\upsilon} Y_H \cos\gamma}{1{,}2 m^2 q} = \frac{7645 \cdot 1{,}034 \cdot 1{,}008 \cdot 1{,}481 \cdot 0{,}928}{1{,}2 \cdot 6^2 \cdot 10} =$$

$= 25{,}3$ МПа, что значительно меньше допускаемого при работе зубьев одной стороной $[\sigma]_{FO} = 100$ МПа [10].

24. Определяем коэффициент полезного действия. Потери в червячных редукторах складываются из потерь в зацеплении, в подшипниках и на разбрызгивание и размешивание масла. Потери в подшипниках качения и на разбрызгивание и размешивание масла составляют незначительную часть от потерь в зацеплении, и ими можно пренебречь. При ведущем червяке КПД определяют из зависимости $\eta = tg\gamma / tg(\gamma + \varphi')$, где φ' – приведенный угол трения в зацеплении витков червяка и зубьев червячного колеса. При $\upsilon_s = 1{,}76$ м/с из табл. 6П линейной интерполяцией при оловянной бронзе и полированном червяке $f_1' = 0{,}0375$. Для БрАЖ9-4Л это значение f_1' увеличиваем на 30%. Получим $f' = 1{,}3 f_1' = 1{,}3 \cdot 0{,}0375 = 0{,}04875$. При этом приведенный угол трения $\varphi' = arctg f' = arctg\ 0{,}04875 = 2{,}791^0$ и

$$\eta = tg\ 21{,}801^0 / tg\ (21{,}801^0 + 2{,}791^0) = 0{,}874.$$

Геометрические размеры червяка.

1. Диаметр делительной окружности

$d_1 = mq$ = 6. I0 = 60 мм.

2. Диаметр вершин витков

$d_{a1} = d_1 + 2m$ = 60 +2.6 = 72 мм.

3. Диаметр впадин витков эвольвентного червяка

$d_{f1} = d_1 - 2(1+0{,}2\cos\gamma)m = 60 - 2(1+0{,}2\cos 21{,}801^\circ)6 = 45{,}77$ мм.

4. Длина нарезанной части (при X =0, см.табл. 7П)

$b_1' \geq (12{,}5+0{,}09\, z_2)m + 25 = (12{,}5+0{,}09.42)\ 6+25 = 122{,}68$ мм.

Принимаем b_1 = I25 мм.

Геометрические размеры червячного колеса.

I. Диаметр делительной окружности

$d_2 = mz_2 = 6.42$ = 252 мм.

2. Средний диаметр вершин зубьев

$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x) = 6(42+2-2.0{,}167) = 262{,}00$ мм.

3. Средний диаметр впадин зубьев

$d_{f2} = m(z_2 - 2{,}4 + 2x) = 6(42-2{,}4-2.0{,}167) =$
$= 235{,}60$ мм.

4. Наибольший диаметр

$d'_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1+2) \leq 262+6.6\ /(4+2) \leq 268$ мм.

Принимаем d_{am2} = 268 мм.

5. Ширина венца при z_1 = 4

$b_2' \leq 0{,}67 d_{a1} \leq 0{,}67.72 \leq 48{,}24$ мм.

Принимаем b_2 = 48 мм.

6. Радиус выемки поверхности вершин зубьев

$R = 0{,}5d_1 - m = 0{,}5.60-6 = 24$ мм.

Межосевое расстояние (для контроля)

$a_w = 0{,}5m(q+z_2+2x) = 0{,}5.6\ \ (10+42-2.0{,}167) = 155{,}00$ мм.

Конструирование зубчатых и червячного колес

Кованое цилиндрическое колесо (см.рис.I2).

1. Внутренний диаметр обода
$$D_0 = d_{a2} - (10m + 7мм).$$
2. Диаметр ступицы $D_c = 1{,}6d$.
3. Длина ступицы $l_c = (1...1{,}2)d \geq b_2$.
4. Толщина диска $c = 0{,}3b_2$.
5. 4 отверстия в диске $d_0 = 20...25$ мм.

Кованое коническое колесо (см.рис. I3).

1. Диаметр ступицы $D_c = 1{,}6d$.
2. Длина ступицы $l_c = d$.
3. Толщина зубчатого венца $\delta = 5m_e$.
4. Толщина диска $c = 0{,}3b$.

Червячное колесо, собранное из чугунного центра и напрессованного бронзового венца (см.рис.I4).

1. Диаметр ступицы центра $D_c = 1{,}8d$.
2. Длина ступицы центра $l_c = (1{,}2...1{,}8)d$.
3. Толщина диска центра $c = 0{,}3b_2$.
4. Диаметр отверстия в диске центра
$$d_0 = 0{,}25(D_0 - D_c).$$
5. Толщина обода центра $\delta_2 = 2m \geq 10$ мм.
6. Толщина обода зубчатого венца в самом тонком месте $\delta_1 \geq 1{,}6m + 1{,}5$ мм.
7. Диаметр 3-4 фиксирующих болтов (после затяжки спиливают) $d_\phi = (1{,}2...1{,}5)m$.
8. Длина ввинчивания фиксирующего болта
$$l_\phi = (0{,}3...0{,}4)b_2.$$

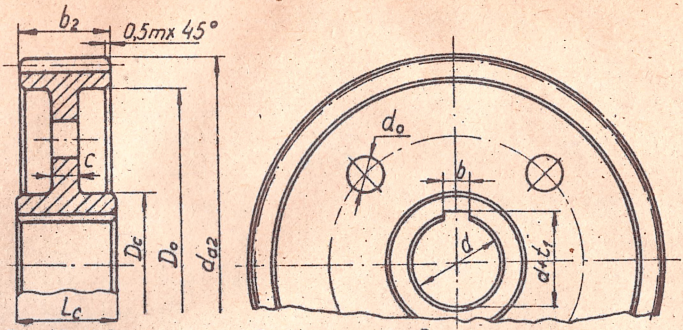


Рис. 12. Кованое цилиндрическое зубчатое колесо.

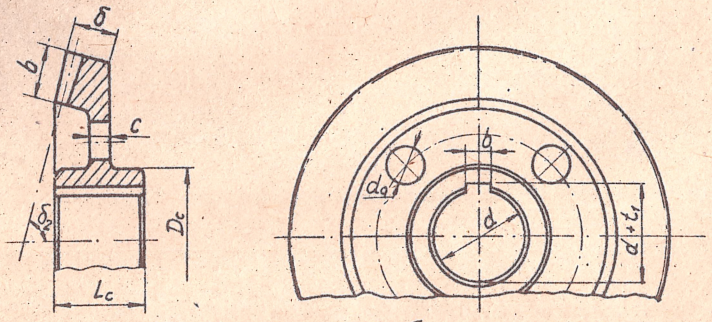


Рис.13. Кованое коническое зубчатое колесо.

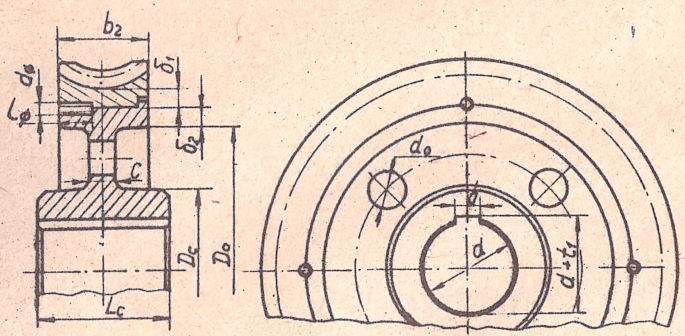
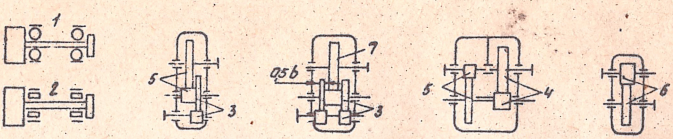
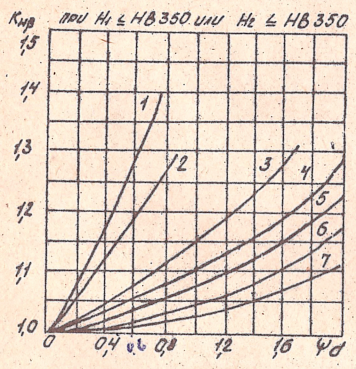


Рис. 14. Сборное червячное колесо.

ПРИЛОЖЕНИЯ





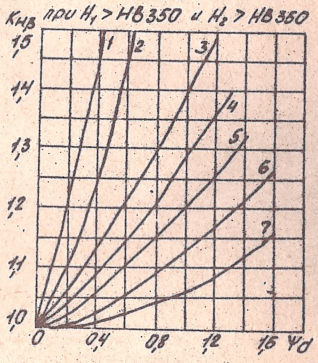


Рис. 1П.

График для определения ориентировочных значений коэффициента $K_{H\beta}$.

Примечание. Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах.

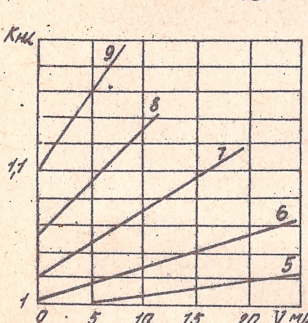


Рис. 2П.

График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач.

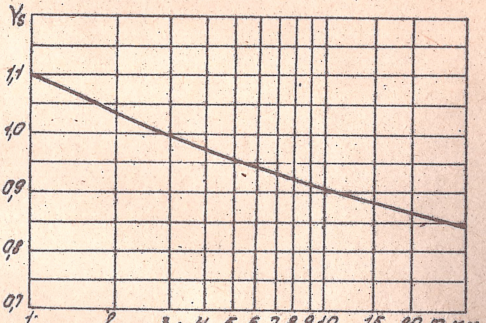


Рис. 3П.

График для определения коэффициента Y_ε.

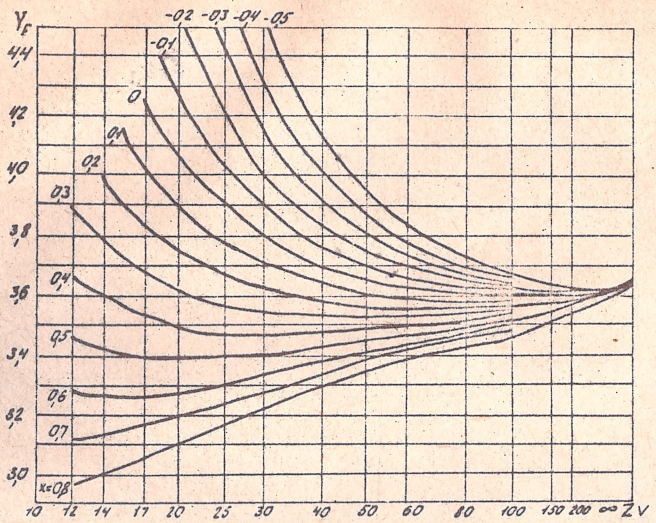
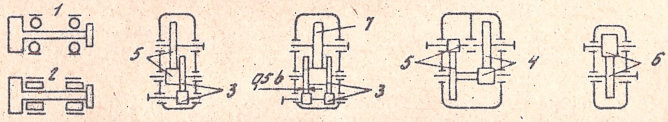


Рис. 4П. График для определения коэффициента Y_ε.



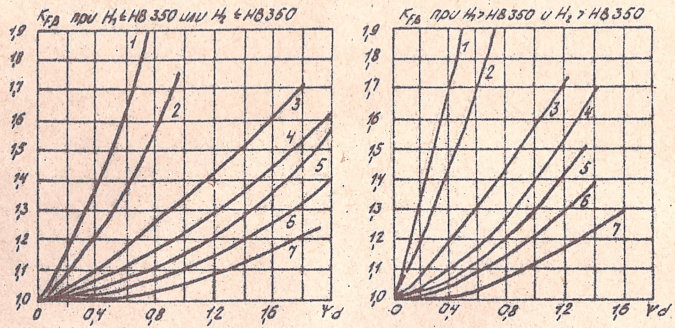


Рис. 5П. График для определения ориентировочных значений коэффициента $K_{F\beta}$.

Примечание. Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах.

Таблица 1П

Значения коэффициента δ_H

Твердость зубьев	Вид зубьев	δ_H
При $H_1 \leq$ НВ350 или $H_2 \leq$ НВ350	Прямые без модификации головки	0,006
	Прямые с модификацией головки	0,004
	Косые	0,002
При $H_1 >$ НВ350 и $H_2 >$ НВ350	Прямые без модификации головки	0,014
	Прямые с модификацией головки	0,010
	Косые	0,004

Таблица 2П

Значения коэффициента q.

Модуль m, мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81					
	4	5	6	7	8	9
До 3,55	17	28	38	47	56	73
Св.3,55 до 10	22	31	42	53	61	82
Св. 10	-	37	48	64	75	100

Таблица 3П

Значения модуля m в мм по ГОСТ 19672-74

1-й ряд	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10
2-й ряд	1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму.

Таблица 4П

Значения коэффициента диаметра червяка q по ГОСТ 19672-74

1-й ряд	- 8,0	- 10,0	- 12,5	- 16,0	- 20,0	
2-й ряд	7,1	- 9,0	- 11,2	- 14,0	- 18,0	-

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму.

Таблица 5П

Значения коэффициента деформации червяка

z_1 \ q	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20
1	57	72	89	108	130	157	190	238	292	353
2	45	57	71	86	105	125	152	189	230	276
4	37	47	58	70	85	101	123	155	192	235

Таблица 6П

Приведенные коэффициент трения f' и угол трения φ' при работе стального червяка по червячному колесу из оловянной бронзы

v_s, м/с	f'	φ'
0,10	0,080 - 0,090	$4,574^0$ - $5,143^0$
0,25	0,065 - 0,075	$3,719^0$ - $4,289^0$
0,50	0,055 - 0,065	$3,148^0$ - $3,719^0$
1,0	0,045 - 0,055	$2,577^0$ - $3,148^0$
1,5	0,040 - 0,050	$2,291^0$ - $2,862^0$
2,0	0,035 - 0,045	$2,005^0$ - $2,577^0$
2,5	0,030 - 0,040	$1,718^0$ - $2,291^0$
3,0	0,028 - 0,035	$1,604^0$ - $2,005^0$
4,0	0,023 - 0,030	$1,318^0$ - $1,718^0$
7,0	0,018 - 0,026	$1,031^0$ - $1,489^0$

Примечания: 1. Меньшие значения следует принимать при шлифованных или полированных витках червяка.

2. При венце колеса из безоловянной бронзы значения следует увеличивать на 30-50%.

Таблица 7П

Длина нарезанной части червяка b_1 (ГОСТ 19650-74)

X	$z_1 = 1;\ z_1 = 2$	$z_1 = 4$
-1,0	$\geqslant (10,5+0,06\ z_2)\,m$	$\geqslant (10,5+0,09\ z_2)\,m$
-0,5	$\geqslant (8+0,06\ z_2)\,m$	$\geqslant (9,5+0,09\ z_2)\,m$
0	$\geqslant (11+0,06\ z_2)\,m$	$\geqslant (12,5+0,09\ z_2)\,m$
+0,5	$\geqslant (11+0,1\ z_2)\,m$	$\geqslant (12,5+0,1\ z_2)\,m$
+1,0	$\geqslant (12+0,1\ z_2)\,m$	$\geqslant (13+0,1\ z_2)\,m$

Примечания: 1. При промежуточном значении коэффициента X длина b_1 выбирается соответственно тому из двух ближайших значений X, которое дает большее b_1.

2. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную по таблице длину b_1 следует увеличить при $m < 10$ мм на 25 мм; при $m = 10...16$ мм - на 35-40 мм и при $m > 16$ мм-на 50 мм.

Таблица 8П

Модули зубчатого зацепления m в мм по ГОСТ 9563-60

I-й ряд (предпочтительный)	I; I,25; I,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; I0
2-й ряд	I,I25; I,375; I,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

Таблица 9П

Нормальные линейные размеры в мм по ГОСТ 6636-69

Ряды				Ряды			
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
I6	I6	I6	I6	40	40	40	40
			I7				42
		I8	I8			45	45
			I9				48
	20	20	20		50	50	50
			2I				53
			22			56	56
		22	24				60
25	25	25	25	63	63	63	63
			26				67
		28	28			7I	7I
			30				75
	32	32	32		80	80	80
			34				85
		36	36			90	90
			38				95

Примечание. При выборе размеров предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией (ряд Ra 5 следует предпочитать ряду Ra I0; ряд Ra I0 – ряду Ra 20; ряд Ra 20 – ряду Ra 40).

Таблица IOП

Модули зубчатого зацепления Новикова m_n в мм по ГОСТ I4I86-69, $m_n^{2,4}$ и масштабный фактор K_{Fm}

m_n	2	2,5	3,I5	4	5	6,3	8	IO
$m_n^{2,4}$	5,277	8,22I	I5,70	27,86	47,60	82,85	I47,0	25I,2
K_{Fm}	0,87	0,9I	0,95	I,00	I,05	I,08	I,I5	I,20

Таблица IIП

Значения коэффициентов K_{z1} и K_{z2}

$z_{v1}(z_{v2})$	IO	I2	I5	20	25	30	40	60	80	I00
$K_{z1}(K_{z2})$	0,78	0,8I	0,85	0,89	0,92	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99

Таблица I2П

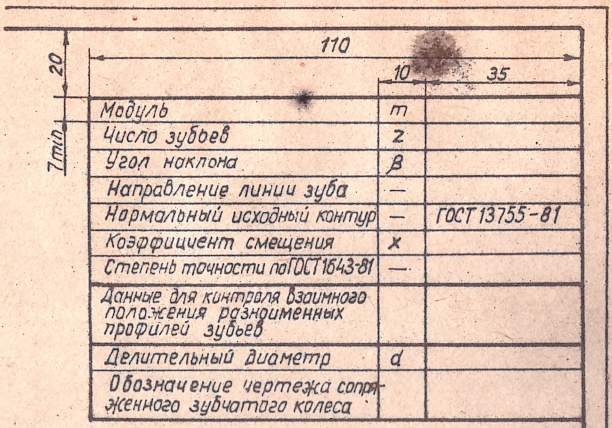
Значения коэффициента K_ρ

$\frac{\rho_{np}}{m_n}$	50	75	I00	I50	200	300	400	500	600	800
K_ρ	I,5	2,0	2,4	2,9	3,4	4,I	4,5	4,8	5,I	5,5

Таблица I3П

Значения коэффициента Y_{FH}, учитывающего форму зуба зацепления Новикова

z_v	IO	I2	I5	I8	20	25	30	35	40	50	75	I00
Y_{FH}	2,32	2,25	2,I7	2,I0	2,06	2,02	I,97	I,94	I,9I	I,89	I,85	I,84



Модуль	m	
Число зубьев	z	
Угол наклона	β	
Направление линии зуба	—	
Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	
Степень точности по ГОСТ 1643-81	—	
Данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев		
Делительный диаметр	d	
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

Рис. 6П. Параметры зубчатого венца на чертеже цилиндрического косозубого колеса.

Внешний окружной модуль	m_e	
Число зубьев	z	
Тип зуба	—	Прямой
Исходный контур	—	ГОСТ 13754-81
Коэффициент смещения	x_e	
Коэффициент изменения толщины зуба	x_τ	
Угол делительного конуса	δ	
Степень точности по ГОСТ 1758-81	—	
Размеры зуба в измерительном сечении		
Межосевой угол передачи	Σ	
Средний окружной модуль	m	
Внешнее конусное расстояние	R_e	
Среднее конусное расстояние	R	
Средний делительный диаметр	d	
Угол конуса впадин	δ_f	
Внешняя высота зуба	h_e	
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

Рис. 7П. Параметры зубчатого венца на чертеже прямозубого конического колеса.

Л И Т Е Р А Т У Р А

I. ГОСТ 6636-69. Нормальные линейные размеры.
М., Издательство стандартов, 1970.

2. ГОСТ 9563-60. Колеса зубчатые. Модули.
М., Издательство стандартов, 1968.

3. ГОСТ 16530-70. Передачи зубчатые. Термины, определения и обозначения.
М., Издательство стандартов, 1971.

4. ГОСТ 18498-73. Передачи червячные. Термины, определения и обозначения.
М., Издательство стандартов, 1973.

5. ГОСТ 19325-73. Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения.
М., Издательство стандартов, 1974.

6. ГОСТ 19672-74. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка.
М., Издательство стандартов, 1974.

7. ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность.
М., Издательство стандартов, 1976.

8. Зубчатые передачи. Справочник. Под редакцией Е.Г.Гинзбурга.
Л., Машиностроение, 1980.

9. Кудрявцев В.Н. Детали машин.
Л., Машиностроение, 1980.

10. Проектирование механических передач.
Авторы: С.А.Чернавский, Г.М.Ицкович и др.
М., Машиностроение, 1976.

11. Решетов Д.Н. Детали машин.
М., Машиностроение, 1974.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 3
Пример расчета цилиндрической косозубой передачи 3
Пример расчета цилиндрической зубчатой передачи с зацеплением Новикова 10
Пример расчета прямозубых передач двухступенчатой коробки скоростей 13
Пример расчета прямозубых передач одноступенчатого планетарного редуктора 22
Пример расчета конической прямозубой передачи 30
Пример расчета цилиндрической червячной передачи 37
Конструирование зубчатых и червячного колес 42
ПРИЛОЖЕНИЯ 44
Рис.1П. График для определения коэффициента $K_{H\beta}$ 44
Рис.2П. График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ 44
Рис.3П. График для определения коэффициента Y_S 44
Рис.4П. График для определения коэффициента Y_F 45
Рис.5П. График для определения коэффициента $K_{F\beta}$ 45
Таблица 1П. Значения коэффициента δ_H 46
Таблица 2П. Значения коэффициента g_o 46
Таблица 3П. Значения модуля m в мм по ГОСТ 19672-74 46
Таблица 4П. Значения коэффициента диаметра червяка q 46
Таблица 5П. Значения коэффициента деформации червяка θ 46
Таблица 6П. Коэффициент трения f' и угол трения φ' 47
Таблица 7П. Длина нарезанной части червяка 47
Таблица 8П. Модули зубчатого зацепления 48
Таблица 9П. Нормальные линейные размеры 48
Таблица 10П. Модули зубчатого зацепления Новикова 49
Таблица 11П. Значения коэффициентов K_{z1} и K_{z2} 49
Таблица 12П. Значения коэффициента K_ρ 49
Таблица 13П. Значения коэффициента Y_{FH} 49
ЛИТЕРАТУРА 51

Бесплатно

Зак. 2816.